

DIAGNOZA - GENEZA - PROGNOZA => PODSTAWA KAŻDEJ DECYZJI

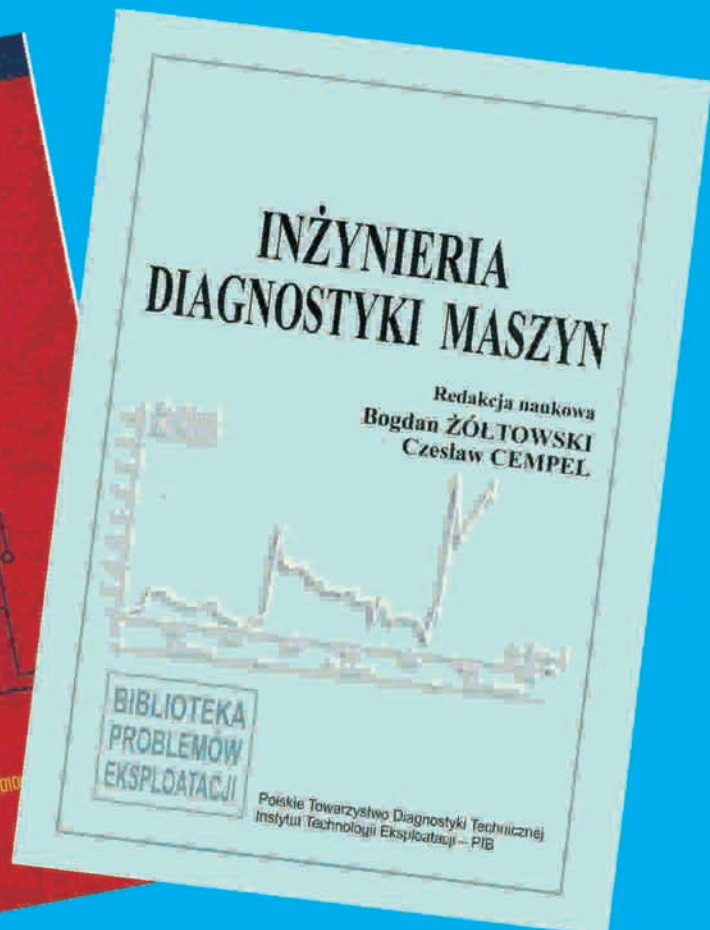
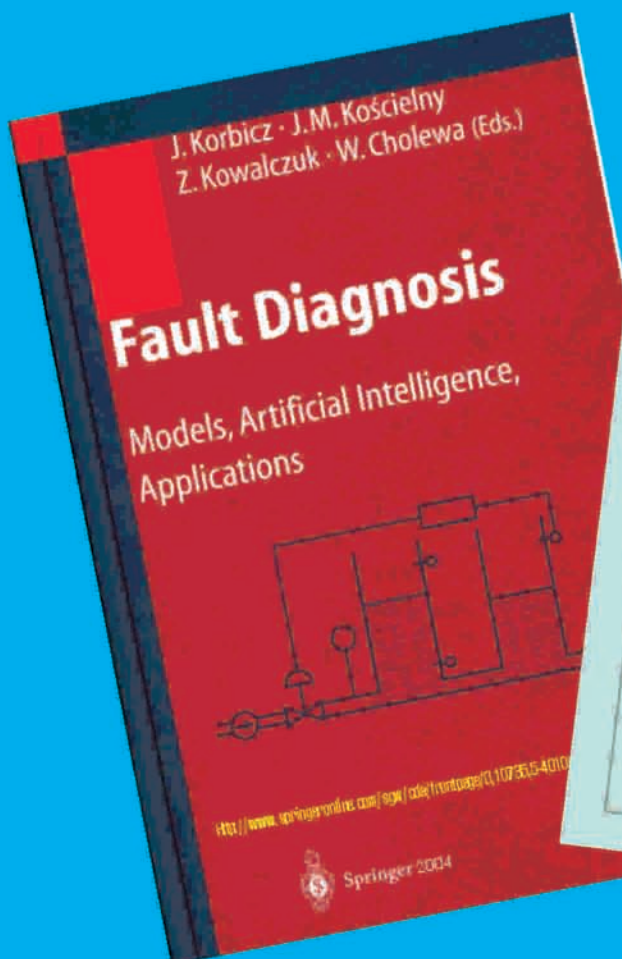
Polskie
Towarzystwo
Diagnostyki
Technicznej

afiliowane przy

Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej Akademii Nauk

Diagnostyka

ISSN 641-6414



VOL. 32
2004 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

dr inż. **Roman BARCZEWSKI**
Politechnika Poznańska

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

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

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

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

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

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

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

dr inż. **Tomasz GAŁKA**

Instytut Energetyki w Warszawie

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

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

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

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

prof. 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 Bydgoszcz

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

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

Recenzenci nadesłanych prac:

dr hab. inż. **Zbigniew DĄBROWSKI**, prof. WAT

dr inż. **Tomasz GAŁKA**

prof. dr hab. inż. **Jan KICIŃSKI**

dr hab. inż. **Sylwester KŁYSZ**, prof. UWM

prof. dr hab. inż. **Zbigniew KOZANCEKI**, prof. PŁ

dr hab. inż. **Piotr KRZYWORZEKA**

dr hab. inż. **Bogusław ŁAZARZ**

prof. dr hab. inż. **Ryszard MICHALSKI**

prof. dr hab. inż. **Stanisław NIZIŃSKI**

dr hab. inż. **Andrzej PIĘTAK**, prof. WAT

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

dr hab. inż. **Franciszek TOMASZEWSKI**, prof. PP

prof. dr hab. inż. **Tadeusz UHL**

prof. dr hab. inż. **Andrzej WILK**

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

SEKRETARZ REDAKCJI:

dr inż. Sławomir WIERZBICKI

tel.: (0-89) 523-37-51

REDAKCJA CZASOPISMA:

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

KONTO PTDT:

Bank Przemysłowo Handlowy S.A.

II O/ Warszawa

nr konta: 40 1060 0076 0000 3200 0046 1123

Spis treści

Słowo Redaktora Naczelnego 5

Komunikaty PTDT 6

ARTYKUŁY GŁÓWNE

Jan KICIŃSKI, Sławomir BANASZEK, Aleksandra MARKIEWICZ – IMP Gdańsk, Wojciech MIĄSKOWSKI – UWM Olsztyn 7

Przykładowe relacje typu defekt-symptom silnika S-4003 pozyskane metodą diagnostyki według modelu
An Example Defect-Symptom Relations Of The S-4003 Engine Obtained By The Way Of Model Based
Diagnostics

Rafał PAWLETKO – Akademia Morska w Gdyni 15

Ocena wrażliwości diagnostycznej przebiegu ciśnienia indykowanego średnioobrotowego silnika okrętowego
Estimation Of Diagnostic Sensivity Of Indication Diagram Of Marine Medium Speed Diesel Engine

Adam SOŁBUT – Politechnika Białostocka 19

Sygnal diagnostyczny dla silnika asynchronicznego zasilanego z falownika napięcia
Diagnostic Signal For Asynchronous Motor Supplied With The Voltage Inverter

Tadeusz UHL, Krzysztof MENDROK – Akademia Górniczo Hutnicza 23

Zastosowanie wektorów Ritza w diagnostyce konstrukcji
Beam Crack Detection With Use Of Ritz Vectors

Waldemar DUDDA – UWM Olsztyn 31

Numeryczne modelowanie roboczych cykli konstrukcji w warunkach korozyjnych
Numerical Modeling Of Construction Work Cycles Under Corrosion Degradation

Wojciech SOBIESKI – UWM Olsztyn 37

Stanowisko laboratoryjne do badania zjawiska kawitacji metodą wibroakustyczną
Vibroacoustic Analysis Of Cavitation Flows

Jan KICIŃSKI – IMP Gdańsk, Wojciech MIĄSKOWSKI – UWM Olsztyn 43

Własności kinetostatyczne i dynamiczne typowego łożyska turbinowego
Properties Of The Steady-State Analysis And Dynamics Of Typical Turbine Bearing

Henryk G. SABINIAK – Politechnika Łódzka 51

Skutki ściernego zużycia zębów w przekładniach ślimakowych
The Effects Of Abrasive Wear Of Teeth In The Worm Gears

Henryk TYLICK, Jacek RÓŻYCKI, Joanna ŻÓŁTOWSKA - ATR w Bydgoszczy 57

Badanie jakości zbioru sygnałów diagnostycznych
Investigation Of Gathering Diagnostics Signals Quality

Henryk TYLICK, Joanna ŻÓŁTOWSKA - ATR w Bydgoszczy 63

Badanie jakości diagnozy maszyn
The Investigation Of Diagnosis Machine Quality

Karol KWIATKOWSKI, Bogdan ŻÓŁTOWSKI, – ATR Bydgoszcz 71

Silniki spalinowe źródłem szkodliwych składników spalin
Combustion Engines As The Source Of Exhaust Gas Harmful Components

Marcin ŁUKASIEWICZ, Bogdan ŻÓŁTOWSKI, – ATR Bydgoszcz 77

Identyfikacja stanów przekładni zębatych eksploatacyjną analizą modalną
The States Identification Of Toothed Gear With Operational Modal Analysis

Zdzisław KRÓLICKI, Bogdan ŻÓŁTOWSKI, – ATR Bydgoszcz	83
<i>Modele diagnostyczne przekładni zębatej</i> <i>Models Diagnostic Of Toothed Gear</i>	
Zdzisław KRÓLICKI, Bogdan ŻÓŁTOWSKI, – ATR Bydgoszcz	89
<i>Metodyka badania drganiowego przekładni zębatej</i> <i>The Toothhead Gear Vibration Investigation Metodelogy</i>	
Maciej WOROPAY, Bogdan LANDOWSKI, Daniel PERCZYŃSKI – ATR Bydgoszcz	95
<i>Metoda diagnozowania przydatności obiektów technicznych do użytkowania w systemie eksploatacji</i> <i>Usefulness Diagnosis Method Of The Technical Objects To Be Used In The Maintenance System</i>	
Maciej WOROPAY, Bogdan LANDOWSKI, Daniel PERCZYŃSKI – ATR Bydgoszcz	101
<i>Prognozowanie stanu systemu na podstawie badań modelu procesu eksploatacji</i> <i>The State Condition Prognosis Based On The Investigation Of The Maintenance Process Model</i>	
Leszek MAJKUT – AGH	107
<i>Identyfikacja pęknięcia w belkach o znanych warunkach brzegowych</i> <i>Identification Of Crack In Beams With Well-Known Boundary Conditions</i>	
Józef PSZCZÓŁKOWSKI, Kazimierz KOLIŃSKI - WAT	117
<i>Model napędzania wału korbowego jako narzędzie diagnozowania silników</i> <i>The Model Of Crankshaft Driving As A Tool Of Engines Diagnosing</i>	
Magdalena KRAKOWIAK, Czesław CEMPEL – Politechnika Poznańska	125
<i>Pewność diagnozy stanu maszyn w podejściu jedno i wielowymiarowym</i> <i>Reliability Of Condition Assessment In A Single And Multi Dimensional Approach</i>	
Aleksander JASTRIEBOW, Stanisław GAD, Grzegorz SŁOŃ, Andrzej ZAWADZKI, Mariusz ŁASKAWSKI - Politechnika Świętokrzyska	135
<i>Analiza rozróżnialności uszkodzeń przy diagnozowaniu samochodowych urządzeń elektrycznych</i> <i>The Analysis Of Faults Discrimination In Diagnosing Of Motor-Car's Electrical Devices</i>	
Aleksander JASTRIEBOW, Stanisław GAD, Grzegorz SŁOŃ, Andrzej ZAWADZKI, Mariusz ŁASKAWSKI - Politechnika Świętokrzyska	139
<i>Sygnaly diagnostyczne w diagnozowaniu wyposażenia elektrycznego samochodów</i> <i>Diagnostic Signals In Diagnosing Of Motor-Car's Electrical Equipment</i>	
Renata WALCZAK - Politechnika Warszawska	143
<i>Identyfikacja zmiennych procesowych suszarki daszkowej w systemie Symuneuron w aspekcie diagnostyki</i> <i>Process Variables Identification In Symuneuron System Considering Dryer Selection And Drying Process Diagnosis</i>	
WARTO PRZECZYTAĆ	
<i>„Inżynieria diagnostyki maszyn”</i> pod red. B. ŻÓŁTOWSKI, Cz. CEMPEL	151
<i>„Fault Diagnosis. Models, Artificial Intelligence, Diagnosis”</i> J. KORBICZ, J.M. KOŚCIELNY, Z. KOWALCZUK, W. CHOLEWA	152
KONFERENCJE	
Informacje o Konferencjach.....	154

SŁOWO REDAKTORA NACZELNEGO

Niniejszy numer „Diagnostyki” zawiera opracowania z zakresu tworzenia relacji diagnostycznych, numerycznego modelowania zjawisk pękania, korozji w maszynach, badań stanowiskowych oraz zastosowania wybranych metod sztucznej inteligencji w diagnozowaniu. Zamieszczamy również kilka artykułów poświęconych diagnozowaniu przekładni zębatych i układów elektrycznych oraz problematyce pewności diagnozy.

Kończący się rok 2004 przyniósł istotny wkład środowiska w rozwój diagnostyki technicznej w naszym kraju. Odkonferencje, sympozjów i kongresów, z których do najważniejszych zaliczyć można: *3rd International Congress of Technical Diagnostics* zorganizowany przez Politechnikę Poznańską, Akademię Techniczno-Rolniczą w Bydgoszczy, i PTDT, *XXXI Ogólnopolskie Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”* przygotowane przez Wydział Transportu Politechniki Śląskiej oraz *III Seminarium Degradacji Systemów* zorganizowane przez Politechnikę Warszawską.

Wydano szereg opracowań z zakresu diagnostyki, w tym obszerne dzieło pt.: *„Inżynieria diagnostyki maszyn”* pod red. Cz. Cempla i B. Żółtowskiego, pełniące funkcję poradnika i systematyzujące wiedzę nt. diagnostyki technicznej.

Inną ważną publikacją jest pozycja *„Fault Diagnosis, Models, Artificial Intelligence, Applications”* wydana przez prestiżowe wydawnictwo Springer-Verlag. Jest to obszerna monografia zbiorowa pod redakcją profesorów Józefa Korbicza, Jana M. Kościelnego, Zdzisława Kowalczuka oraz Wojciecha Cholewy.

W imieniu Rady Programowej i Redakcji składam wszystkim Autorom serdeczne podziękowania za dotychczasową współpracę, a Czytelnikom życzę wielu interesujących prac na łamach „Diagnostyki” w 2005 roku.



ZMIANY W TRYBIE ZGŁASZANIA ARTYKUŁÓW

Uprzejmie informujemy Autorów, że począwszy od nr 33 Diagnostyki zmienia się nieco tryb zgłaszania artykułów. Oprócz przesłania wydruku i wersji elektronicznej pracy, prosimy o dołączenie oświadczenia zawierającego dane instytucji, na którą ma być wystawiona faktura za publikowane artykuły w Diagnostyce. Przesłanie takich informacji uprości procedurę wystawiania faktur przez PTDT, które zostaną przesłane na wskazany adres i będą podstawą do uiszczenia opłaty. Poniżej zamieszczamy wzór takiego oświadczenia, również wzór ten jest dostępny na stronie internetowej Redakcji: <http://www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka/>

Sekretarz Redakcji Diagnostyki
Sławomir WIERZBICKI

(pieczęćka)

.....
(miejsce, data)

**Redakcja czasopisma „Diagnostyka”
Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn
Wydział Nauk Technicznych
UWM Olsztyn
ul. Oczapowskiego 11
10-736 Olsztyn**

Zwracam się z prośbą o opublikowanie na łamach czasopisma Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej „Diagnostyka” następującego artykułu/(ów):

.....
(należy podać autora/(ów) oraz tytuł artykułu)

.....
.....
.....

Jednocześnie w przypadku uzyskania pozytywnej recenzji artykułu/(ów) upoważniam Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej do wystawienia faktury za wydanie zgłoszonej publikacji bez naszego podpisu. Fakturę prosimy wystawić na:

.....
(należy podać adres instytucji oraz nr NIP)

.....

Fakturę proszę przesłać na adres:

.....
(należy podać adres w przypadku gdy adres do korespondencji różni się od adresu płatnika)

.....
.....

(podpis i pieczęćka kierownika jednostki)

PRZYKŁADOWE RELACJE TYPU DEFEKT-SYMPATOM SILNIKA S-4003 POZYSKANE METODĄ DIAGNOSTYKI WEDŁUG MODELU*

Jan KICINŚKI¹⁾, Sławomir BANASZEK¹⁾, Aleksandra MARKIEWICZ¹⁾, Wojciech MIĄSKOWSKI²⁾

1) Instytut Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego PAN
ul. Fiszera 14, 80-952 Gdańsk, tel. (+58) 346-08-81, kic@imp.gda.pl, tolek@imp.gda.pl, ola@imp.gda.pl

2) Uniwersytet Warmińsko-Mazurski, Wydział Nauk Technicznych
ul. Oczapowskiego 11, 10-736 Olsztyn, tel. (+89) 523-45-14, wojmek@uwm.edu.pl

Streszczenie

Praca przedstawia przykład generowania symulacyjnych relacji diagnostycznych obiektu – układu korbowego silnika spalinowego typu S-4003. Zastosowano oryginalną metodologię kojarzenia programów komputerowych do analizy liniowej konstrukcji (MES) z autorskimi programami do nieliniowej analizy łożysk ślizgowych. Wykorzystano przy tym linearyzację obciążeń w małych przedziałach czasowych. Przedstawiono silnik S-4003, jego układ korbowy, oraz obciążenia działające na niego w przypadku bazowym (odniesienia) i z niezdatnością w postaci nieszczelności komory spalania. Pokazano przykładowe wyniki analizy modalnej. Zasadniczą część pracy stanowi prezentacja wyników obliczeń dynamiki układu korbowego skojarzonymi metodami liniowymi i nieliniowymi oraz wskazanie możliwości pozyskiwania tą drogą relacji diagnostycznych.

Słowa kluczowe: diagnostyka, łożyska ślizgowe, silnik spalinowy

AN EXAMPLE DEFECT - SYMPTOM RELATIONS OF THE S-4003 ENGINE OBTAINED BY THE WAY OF MODEL BASED DIAGNOSTICS

Summary

An article presents an example of generating a simulation diagnostic relations of the object – a crankshaft of the S-4003 Diesel engine. An original methodology was used to couple computer codes used to linear analysis of the construction (FEM) with originally invented programs to nonlinear analysis of the slide bearings. It was done by using load linearization in short time intervals. An S-4003 Diesel engine and its crankshaft are presented. There are also presented loads of the crankshaft in the base (reference) case and in the case of defect – combustion chamber leakage. The modal analysis of the crankshaft is briefly shown. The main part of the work is a presentation of the results of the calculations made using coupled linear and nonlinear methods and showing the possibilities to obtain diagnostic relations in that way.

Keywords: diagnostics, slide bearings, Diesel engine

1. UWAGI WSTĘPNE

Każdy nowoczesny system diagnostyczny wymaga wiarygodnych baz danych procesowych i eksploatacyjnych dotyczących analizowanego obiektu. Szczególnie istotne są tu tzw. katalogi relacji diagnostycznych, a więc związki łączące defekty z ich symptomami. Relacje typu defekt-symptom stanowią podstawę dla wygenerowania danych uczących i tym samym „trenowania” zastosowanych układów automatycznego wnioskowania lub innych układów adaptacyjnych.

Pozyskanie kompletnych katalogów relacji diagnostycznych jest zagadnieniem niezmiernie trudnym. Uzyskane informacje, np. metodą badań eksperymentalnych lub protokołów służb dozoru eksploatacyjnego, są z jednej strony najbardziej wartościowe ale z drugiej strony są najczęściej

niejednoznaczne i mało kompletne. Wzrasta zatem rola zaawansowanych symulacji komputerowych i tzw. diagnostyki według modelu. Dotyczy to zwłaszcza analizy stanów dynamicznych obiektów i procesów a więc wibrodiaagnostyki. Wymaga to jednak stosowania analizy w zakresie **nieliniowym**, gdyż tylko ona umożliwi wygenerowanie nieeliptycznych trajektorii drgań w których kształcie zakodowane są symptomy przyjętych niezdatności i tym samym wygenerowanie niezwykle użytecznych w badaniach diagnostycznych widm drgań. Wszystkie dostępne na rynku komercyjne i profesjonalne programy takie jak np.: ABAQUS, czy, NASTRAN umożliwiają analizę wyłącznie w zakresie liniowym. Wyniki tej analizy mogą mieć znaczenie pomocnicze przy budowie relacji diagnostycznych. Pozostaje jednakże otwarte pytanie, jak pozyskać

* Pracę wykonano w ramach projektu badawczego KBN nr 5T07B03622

główne, a więc z reguły nieliniowe, relacje typu niezdatność-symptom? Rozwiązaniem może tu być próba połączenie programów do analizy liniowej konstrukcji z programami opisującymi najbardziej newralgiczne elementy obiektu w zakresie nieliniowym. Jak jednakże dokonać integracji tak różnych modeli i programów komputerowych? W niniejszym opracowaniu koncepcja taka została przedstawiona. Dotyczy ona pewnego rodzaju integracji znanego komercyjnego systemu ABAQUS z autorskim, opracowanym w IMP PAN w Gdańsku, programem TRADYN do analizy łożysk ślizgowych silników spalinowych w zakresie nieliniowym.

Dodać należy, iż prezentowane tu wyniki są rezultatem prac prowadzonych w ramach projektu badawczego KBN 5 T07 B 036 22 (kierownikiem projektu jest prof. R. Michalski z Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie) [3]

2. PRZEDMIOT BADAŃ

Przedmiot badań stanowi jednostka napędowa ciągnika rolniczego typu URSUS C-360 (rys.1). Jest to ciągnik średniej mocy przeznaczony do prowadzenia prac polowych oraz holowania przyczep o ładowności do 4,5 t.



Rys.1 Ciągnik kołowy Ursus C-360

Jednostką napędową ciągnika C-360 jest silnik typu S-4003 (rys.2) o mocy 38,3 kW i pojemności skokowej 3,12 dm³. Jest to silnik wysokoprężny, czterocyldrowy, rzędowy, którego dane techniczne przedstawiono w tab.1.

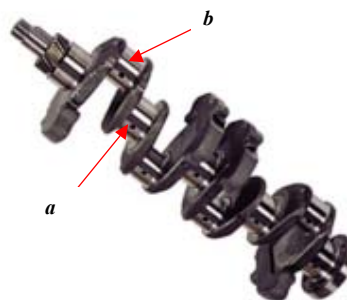


Rys. 2. Widok silnika S-4003

Tab. 1. Dane techniczne silnika S-4003

Moc maksymalna [kW/KM]	38,3/52
Średnica/skok tłoka [mm]	95/110
Pojemność skokowa [dm ³]	3,12
Stopień sprężania	17:1
Ilość cylindrów	4
Kolejność zapłonu	1-3-4-2
Maksymalny moment obrotowy [Nm]	186
Obroty nominalne [obr/min]	2200
Paliwo	Olej napędowy
Czynnik chłodzący	Ciecz

Wał korbowy (rys.3) silnika S-4003 jest podparty w pięciu punktach na łożyskach głównych o średnicy $\phi 70$ mm. Korbowody są połączone z wałem korbowym za pomocą łożysk korbowodowych $\phi 60$ mm.



Rys. 3. Wał korbowy silnika S-4003

3. KONCEPCJA ROZWIĄZANIA PROBLEMU – NARZĘDZIA BADAWCZE

Jak wynika z rozważań przeprowadzonych w rozdziale 1 podstawowy problem polega tu na odpowiednim skojarzeniu rozwiązań uzyskanych za pomocą systemów komputerowych do analizy liniowej konstrukcji z programami do analizy nieliniowej najbardziej newralgicznych elementów przyjętego obiektu. Skojarzenie to powinno być przeprowadzone w sposób umożliwiający wygenerowanie nieliniowych relacji diagnostycznych. W naszym przypadku będzie to znany komercyjny system ABAQUS, którym opisano odkształcenia wału korbowego pod wpływem ciśnienia spalania w cylindrach oraz autorski program TRADYN [1] do analizy przemieszczeń czopów łożyskowych w zakresie

nieliniowym (a więc analizy przy dużych i szybkich ich przemieszczeniach).

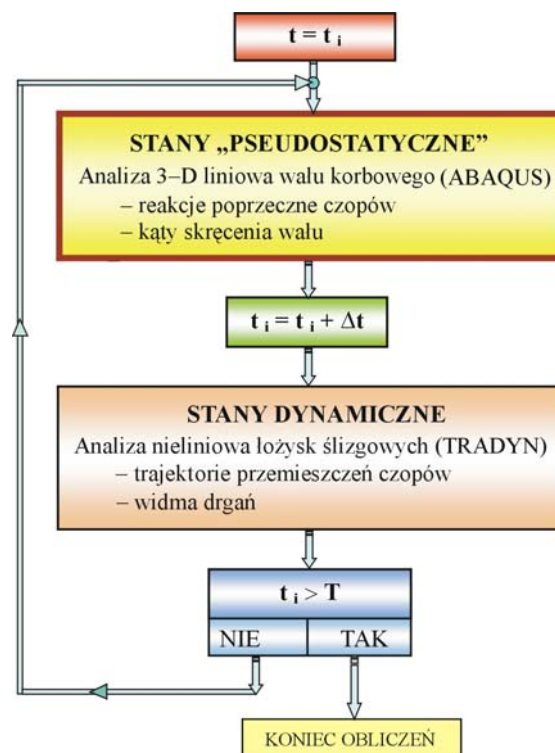
Podstawowym założeniem umożliwiającym odpowiednie kojarzenie wyników a więc w pewnym sensie integrację tak różnych systemów komputerowych jest stwierdzenie, że stany dynamiczne przyjętego układu można opisać jako sumę stanów „pseudostatycznych” liniowych w wystarczająco krótkich przedziałach czasu Δt . Założenie liniowości odnosi się tu wyłącznie do określenia dla danej chwili t_i wartości obciążeń poprzecznych Q_x , Q_y oraz kątów skręcenia wału φ wynikających z aktualnej wartości ciśnienia spalania w cylindrach w chwili t_i . Ponieważ przebieg ciśnienia spalania w cylindrach (wykresu indykatorowego) dla pełnego cyklu spalania wynoszącego w tym przypadku $T = \omega t = 720^\circ$ jest silnie nieliniowy, to również wartości Q_x , Q_y oraz φ w tym przedziale będą w efekcie nieliniowe, pomimo założenia liniowości zależności typu siła–przemieszczenie w danej chwili t_i i w krótkim przedziale czasu Δt (dla systemu ABAQUS). Z kolei przebieg wartości obciążeń Q_x , Q_y w cyklu pracy silnika oraz przyjęty przedział czasu Δt umożliwiają obliczenie przemieszczeń i przyspieszeń czopów w łożyskach, a więc uruchomienie procedury obliczeń już w pełni nieliniowych za pomocą programu TRADYN. Opisana powyżej koncepcja rozwiązania problemu została schematycznie przedstawiona na rys. 4.

Oczywiście sama idea linearyzacji związków w krótkich przedziałach czasu w zagadnieniach nieliniowych jest doskonale znana. Nowością proponowanego podejścia jest integracja wybranych parametrów wynikających z linearyzacji opisu stanu obiektu za pomocą jednego modelu z parametrami innego modelu i programu umożliwiającego już analizę nieliniową. W tym sensie stany opisywane przez ten pierwszy liniowy model określone zostały jako „pseudostatyczne”. Znane z literatury przykłady odnoszące się do zaawansowanych obliczeń układów korbowych różnego rodzaju silników odnoszą się najczęściej do analizy modalnej bez wpływu łożysk lub analizy drgań wymuszonych, w której łożyska, jeśli w ogóle są uwzględniane, to w formie zlinearyzowanych głównych współczynników sztywności i tłumienia filmu olejowego bez tzw. współczynników skośnych. Taka analiza nie wygeneruje oczywiście najbardziej wartościowych z punktu widzenia diagnostyki nieeliptycznych trajektorii z ukrytymi defektami i stosownych widm drgań.

Autorom niniejszego opracowania nie są znane podobne rozwiązania stosowane przez innych badaczy.

Program ABAQUS jest znanym komercyjnym systemem komputerowym o zasięgu światowym, nie wymaga on zatem bliższego opisu.

Program TRADYN jest autorskim programem (autor: J. Kiciński) opracowanym w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku [1]. Rozwiązuje on równania ruchu metodą Eulera automatycznie dobierając krok całkowania w zależności od przyjętej dokładności obliczeń. Program wyposażony został w pełny pakiet procedur graficznych umożliwiających wizualną interpretację zarówno obciążeń zewnętrznych jak i przebiegów trajektorii czopa w łożysku i ciśnienia w filmie olejowym. Program ten został poddany gruntownej weryfikacji w warunkach laboratoryjnych. Był on też stosowany wielokrotnie w obliczeniach łożysk okrętowych silników spalinowych (na zlecenie Akademii Morskiej w Gdyni [2]) oraz w obliczeniach łożysk wielu innych maszyn i urządzeń, dając w pełni wiarygodne wyniki.



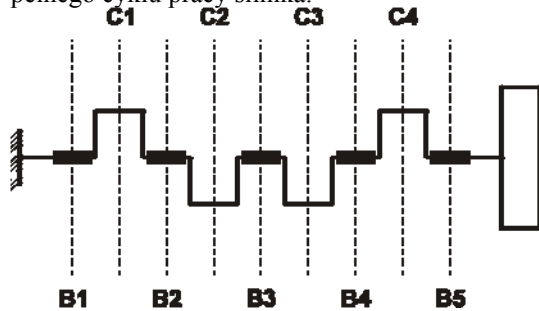
Rys. 4. Algorytm obliczeń w zakresie nieliniowym

4. OBCIĄŻENIA ZEWNĘTRZNE

Rys. 5 ilustruje schemat układu korbowego silnika wraz z numeracją cylindrów i łożysk.

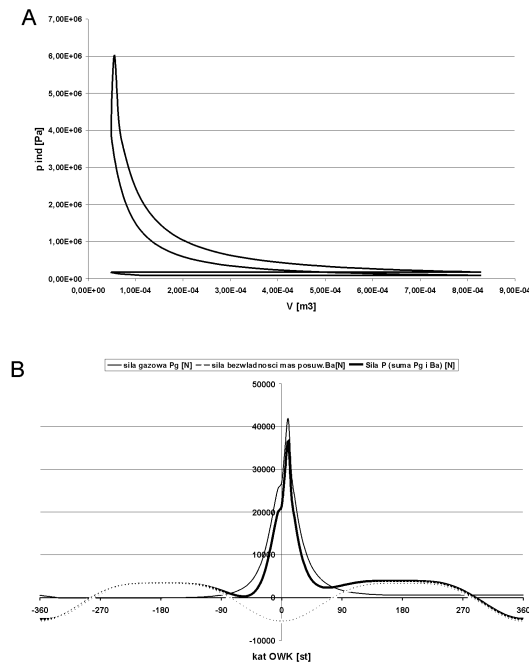
Rys. 6A przedstawia przebieg zmian ciśnienia w zależności od objętości przestrzeni roboczej pojedynczego cylindra. Oddziałując na denko tłoka powoduje powstanie siły gazowej P_g (rys. 6B). Wypadkowa P siły gazowej P_g i siły bezwładności B_a mas elementów będących w ruchu posuwistozwrotnym jest siłą, która poprzez korbówód przenosi się na czop korbowy. Siłę tę rozkłada się następnie na siłę styczną T , prostopadłą do

płaszczyzny wykorbienia oraz na siłę normalną K działającą wzdłuż wykorbienia. Siły te mają zmienne wartości (rys. 9A). W wyniku działania siły stycznej na ramieniu odpowiadającym długości wykorbienia (a więc połowie skoku tłoka) powstaje moment obrotowy powodujący obrót wału korbowego. Fluktuacje siły stycznej powodują wahania chwilowej wartości momentu obrotowego, jak również wywołują drgania skrętne. Rys. 7B pokazuje zmiany momentów od sił stycznych dla poszczególnych wykorbień w czasie jednego pełnego cyklu pracy silnika.



Rys. 5 Schemat układu korbowego silnika S-4003

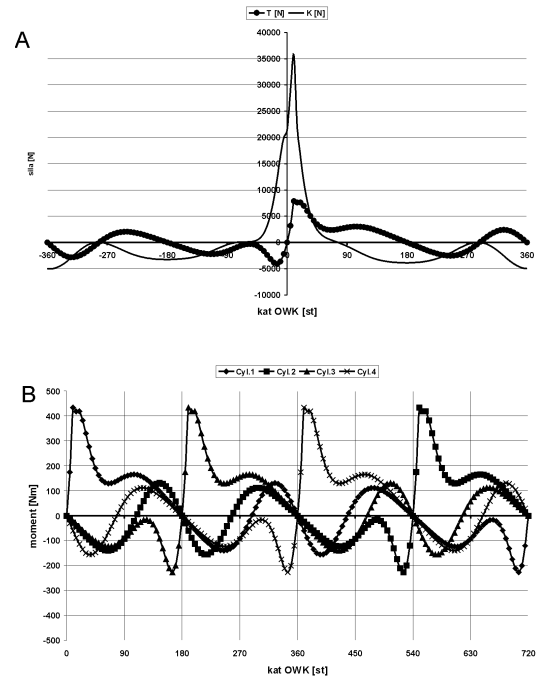
Działanie sił stycznych i normalnych w poszczególnych wykorbieniach wywołuje siły poprzeczne (zmiennie w czasie), obciążające poszczególne łożyska. Wprowadzając chwilowe wartości tych sił jako dane do obliczeń należy pamiętać o tym, iż cykle pracy w silniku czterosuwowym, czterocylindrowym występują co 180° OWK i występują kolejno w cylindrach 1-3-4-2 (kolejność zapłonów w cylindrach).



Rys. 6. Wykres indykatorowy przypadku bazowego

A – wykres typu pV

B – wykres w funkcji kąta OWK.



Rys. 7. Obciążenie wału korbowego dla przypadku bazowego.

A – siły styczne T i normalne K dla pojedynczego wykorbienia

B - momenty od sił stycznych działających na wał dla poszczególnych wykorbień

6. STAN ODNIESIENIA – PRZYPADEK BAZOWY

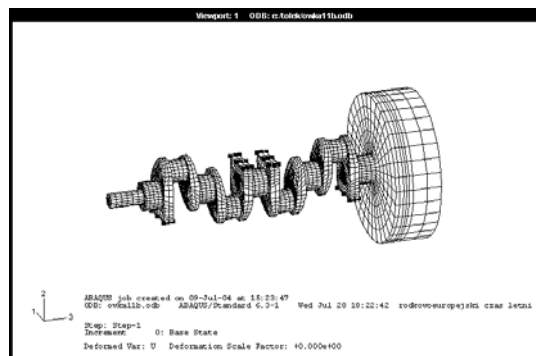
Pod pojęciem przypadku bazowego rozumiemy tu sytuację, w której silnik pracuje bez zakłóceń i osiąga wszystkie przewidziane parametry nominalne. Zakładamy, że każdy z czterech cylindrów generuje jednakowe obciążenia wału korbowego wynikające z przebiegu ciśnienia indykowanego jak na rys. 6 i 7. Oczywiście obciążenia te są przyłożone do układu z uwzględnieniem kierunku wykorbień wału i kolejności zapłonu w cylindrach.

Przedmiotem naszego szczególnego zainteresowania będą łożyska główne wału korbowego i w związku z tym reakcje poprzeczne i skrętne wału w miejscach jego posadowienia. Mamy tu zatem do czynienia z układem oddziaływań wzajemnie sprzężonych. Układ ten, statycznie niewyznaczalny, składa się z czterech cylindrów i pięciu łożysk – rys. 5. Rozwiązanie jest możliwe za pomocą przestrzennej analizy MES. Jak wspomniano wcześniej wykorzystano tu znany program komercyjny ABAQUS.

W pierwszym kroku, obliczenia sproszone zostały do klasycznej analizy modalnej przyjętego układu. Przyjętą dyskretyzację siatki MES układu korbowego przedstawia rys. 8. W tabeli 2

przedstawiono kilka pierwszych częstości własnych uzyskanych z obliczeń.

Siatka MES składa się z 11624 elementów i 15351 węzłów. Cały wał został zamodelowany przy pomocy elementów bryłowych. Wpływ masy tłoków i korbowodów oraz przeciwcieżarów został uwzględniony poprzez odpowiednio dobrane masy. Całość opisywał układ 46053 równań.



Rys. 8. Siatka MES wału korbowego silnika S-4003

Tab. 2. Częstości własne układu korbowego

Nr formy	Częstość własna [Hz]
I	8,81E-05
II	116,36
III	192,94
IV	329,48
V	761,65
VI	831,98
VII	903,01
VIII	934,83

Wyniki analizy modalnej mają w tym przypadku jedynie znaczenie pomocnicze. Bardziej istotny jest, z punktu widzenia pracy węzłów łożyskowych i diagnostyki układu, wpływ sił poprzecznych i momentów skrętnych działających na wał korbowy w wyniku procesu spalania w cylindrach.

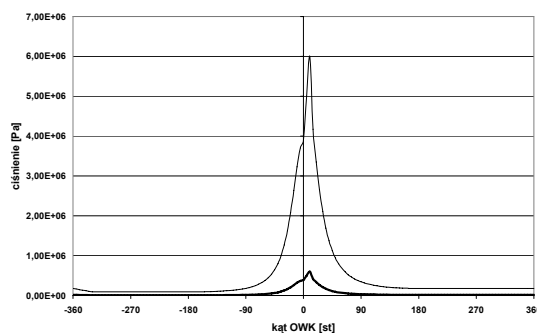
Przedstawione na rys. 6 i 7 przebiegi obciążenia wału stanowią punkt wyjścia do dalszych obliczeń związanych z przypadkiem bazowym. Obciążenia te generują bowiem poprzeczne reakcje Q_x oraz Q_y w miejscach posadowienia wału korbowego i determinują przebiegi trajektorii czopów w łożyskach ślizgowych.

7. NIEZDATNOŚĆ – NIESZCZELNOŚĆ KOMORY SPALANIA

Przyjęty model układu i algorytm obliczeń umożliwia zamodelowanie wielu klas niezdatności. Przyjęto, jako przykład możliwości zaproponowanej metodologii badań, tylko jedną,

dość typową niezdatność - nieszczelność komory spalania.

Odrębną kwestię stanowi przyjęcie konkretnych parametrów modelu właściwych dla danej niezdatności. Jest to zagadnienie bardzo trudne z uwagi na złożoność procesów tu zachodzących. Przyjmijmy zatem, z braku lepszych danych, że niezdatność tą możemy odwzorować dużym, ale proporcjonalnym spadkiem ciśnienia indykatorowego np. mnożąc przebieg tego ciśnienia przez współczynnik równy 0,1 (jak w niniejszej pracy), lub inny. Propozycję taką przedstawia rys. 9.



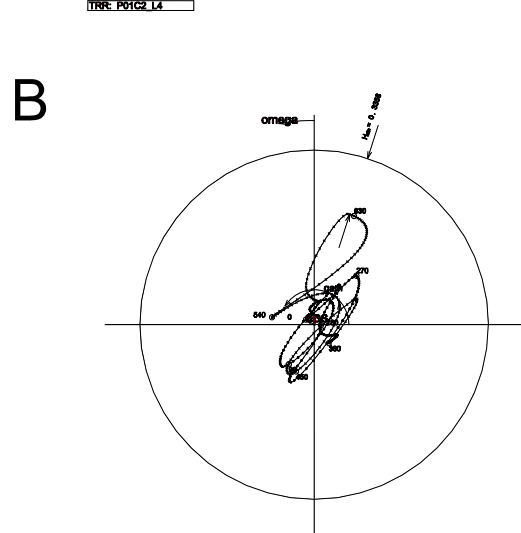
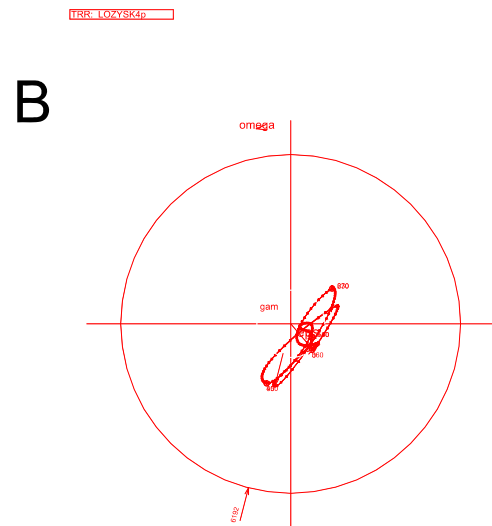
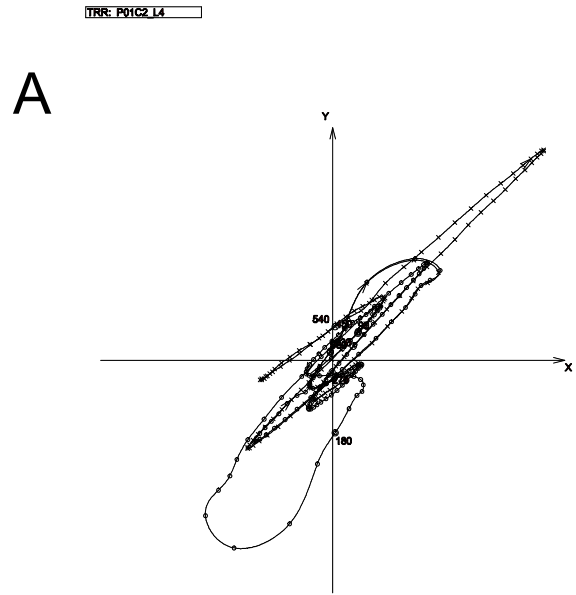
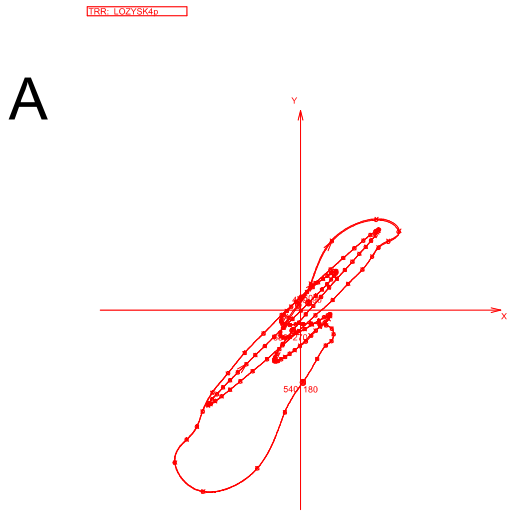
Rys. 9. Przebieg ciśnienia spalania w przyjętym do obliczeń przypadku z niezdatnością (gruba linia) w porównaniu z przypadkiem bazowym (linia cienka)

Do dalszych rozważań przyjęto, iż modelowana niezdatność wystąpiła w cylindrze nr 2. Stosownie do zmienionych obciążeń w tym cylindrze przeprowadzone zostały obliczenia przypadków niezdatności programem ABAQUS i TRADYN według algorytmu opisanego w rozdziale 3.

Oczywiście można w analogiczny sposób badać wpływ tych niezdatności w innych cylindrach i w zależności od innych wartości współczynników zmieniających kształt wykresów indykatorowych. Można też badać wpływ niezdatności z innych klas np. wadliwej pracy samych łożysk a w tym np.: przeciążenia łożysk, deformacje szczeliny smarnej czy niewłaściwe smarowanie itd. Badania tego rodzaju wykraczają jednakże poza zakres niniejszego opracowania.

8. WYNIKI OBLICZEŃ

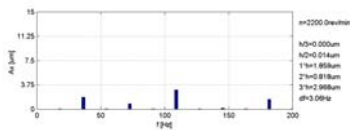
Poniższe rysunki przedstawiają przyjęte do obliczeń wykresy biegunowe obciążeń łożysk, oraz otrzymane w ich wyniku trajektorie czopów w łożyskach, przestrzenne rozkłady ciśnień w filmie smarnym i widma drgań w wybranych punktach układu.



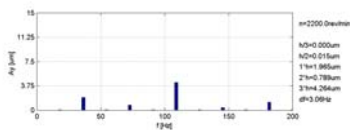
Rys. 10. Przebieg obciążenia A i przemieszczeń czopa B w łożysku nr 3 – przypadek bazowy

Rys. 11. Przebieg obciążenia A i przemieszczeń czopa B w łożysku nr 3 – przypadek z niezdatnością

kier. X

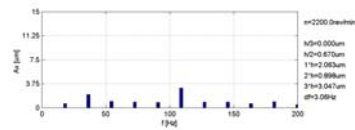


kier. Y

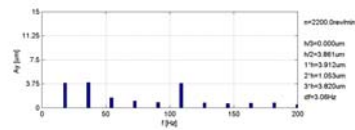


Rys. 12. Widma drgań składowych przemieszczeń poprzecznych czopa łożyska nr 3 – przypadek bazowy

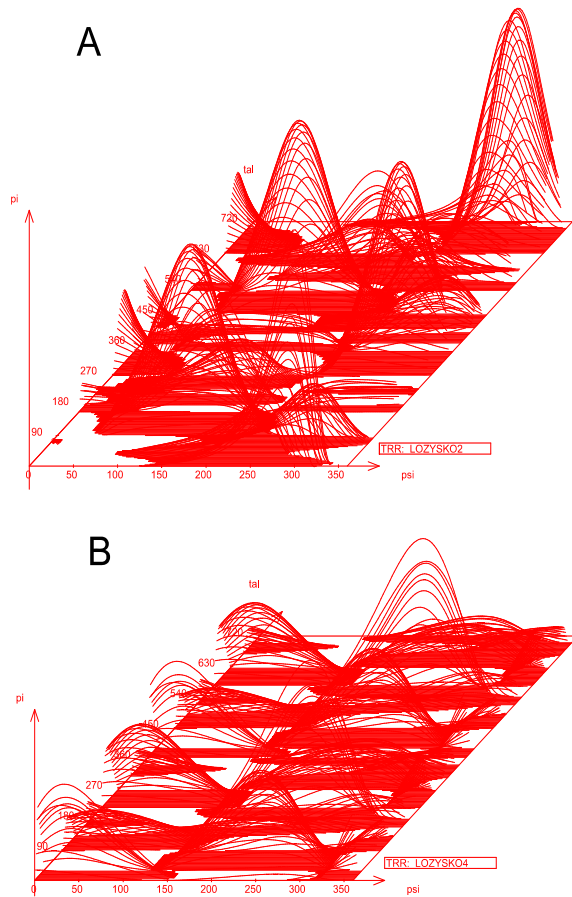
kier. X



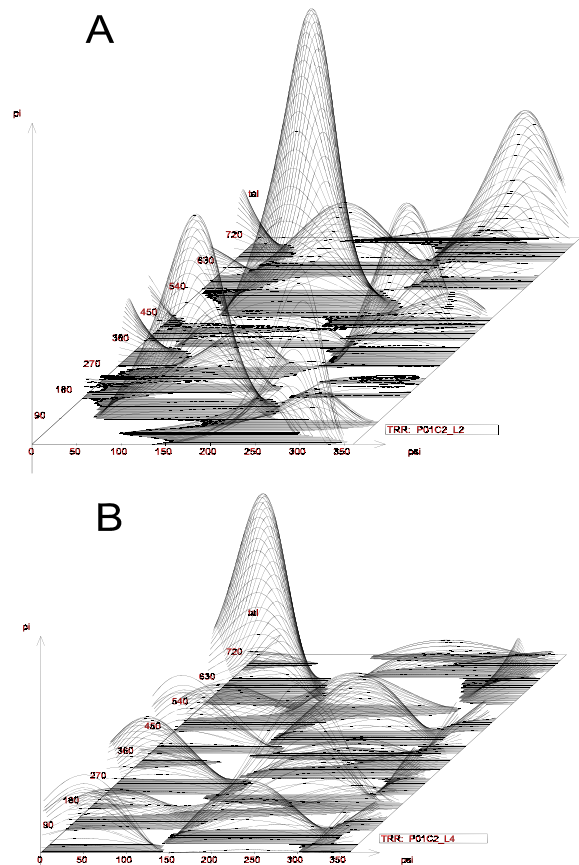
kier. Y



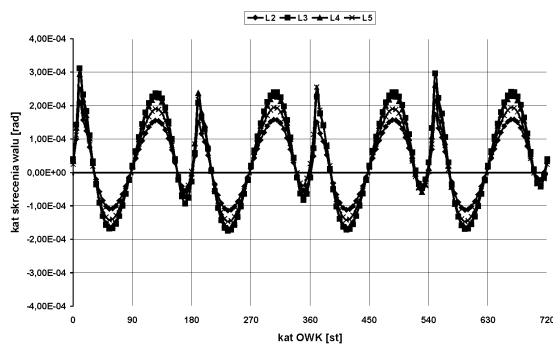
Rys. 13. Widma drgań składowych przemieszczeń poprzecznych czopa łożyska nr 3 – przypadek z niezdatnością



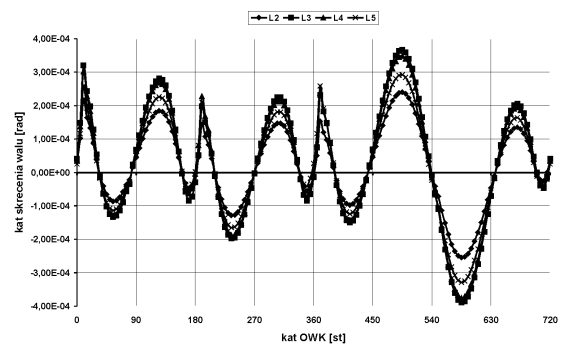
Rys. 14. Przemianowy rozkład ciśnienia hydrodynamicznego w łożyskach nr 2 (A) i nr 3 (B) – przypadek bazowy



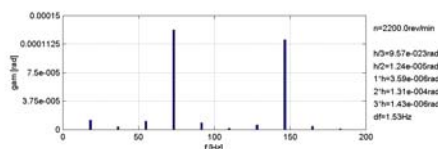
Rys. 15. Przemianowy rozkład ciśnienia hydrodynamicznego w łożyskach nr 2 (A) i nr 3 (B) – przypadek z niezdatnością



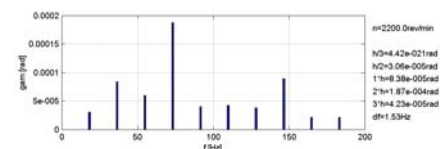
Rys. 16. Przebieg kątów skreńczenia wału – przypadek bazowy



Rys. 17. Przebieg kątów skreńczenia wału – przypadek z niezdatnością



Rys. 18. Widmo drgań skreńczych w łożysku nr 3 – przypadek bazowy



Rys. 19. Widmo drgań skreńczych w łożysku nr 3 – przypadek z niezdatnością

9. DYSKUSJA WYNIKÓW

Analizując wyniki obliczeń łatwo zauważyć tendencję do dominacji składowych widm typu 1X i 3X dla drgań poprzecznych oraz 2X i 4X dla drgań skrętnych. Niezdatność w postaci nieszczelności komory spalania w cylindrze nr 2 generuje ponadto nowe, silne składowe sub- oraz superharmoniczne (rys. 12, 13, 18, 19). Są to już zmiany o charakterze jakościowym. Potwierdzają je w pełni przebiegi trajektorii i ciśnień (rys. 10, 11, 14, 15). Tak silny wpływ niezdatności (nieszczelności) na stan dynamiczny układu wirnikowego umożliwia już budowę wyraźnych relacji diagnostycznych, czyli związków typu defekt-symptom. Można zatem przedstawić przykładowe relacje diagnostyczne:

- – NIEZDATNOŚĆ - odpowiednio zmieniony przebieg ciśnienia indykowanego w cylindrze nr 2 wg rys. 9.
- - SYMPTOMY:
 - przebiegi trajektorii czopów w łożyskach - przestrzenne rozkłady ciśnienia w filmie olejowym
 - przebiegi kątów skręcenia wału
 - widma drgań składowych trajektorii i kątów skręcenia wału.

Warto jednakże odnotować, że nawet istotna niezdatność w postaci nieszczelności komory spalania nie spowodował zjawiska znanego jako przeciążenie łożysk. Bezwymiarowa, odniesiona do luzu promieniowego łożyska minimalna grubość filmu olejowego zawiera się w granicach $H_{\min}=0.3\div 0.4$, co w wartościach bezwzględnych oscyluje wokół $10\ \mu\text{m}$ (przy wartości luzu promieniowego minimalnego równego $23\ \mu\text{m}$). Jest to zatem bezpieczny zakres pracy węzłów łożyskowych.

LITERATURA

- [1] J. Kiciński, Teoria i badania hydrodynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych, Ossolineum, Wrocław, 1994.
- [2] J. K. Włodarski, Uszkodzenia łożysk okrętowych silników spalinowych, Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, 2003.
- [3] J. Kiciński, S. Banaszek, A. Markiewicz, W. Miąskowski, Analiza niesprawności układu korbowego silnika S-4003 i budowa przykładowych relacji diagnostycznych metodą badań symulacyjnych, Oprac. IMP PAN, Gdańsk, 2004.



Jan KICIŃSKI, ur. 1948. Profesor, Zastępca Dyrektora ds. Naukowych IMP PAN w Gdańsku, Kierownik Zakładu Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych. Ukończył Wydział Mechaniczny Politechniki Gdańskiej w 1972 i od

tamtędy pracuje w IMP PAN. Od 1986 – doktor nauk technicznych, w 1995 otrzymał tytuł Profesora. Od 1995 koordynator dwóch dużych Projektów Badawczych Zamawianych dotyczących diagnostyki dużych maszyn energetycznych. Przewodniczący Centrum Doskonałości. Głównym polem Jego badań jest diagnostyka według modelu ze szczególnym uwzględnieniem dynamiki wirników i łożysk ślizgowych, sprzężonych drgań nieliniowych i nowych wyróżników diagnostycznych oraz metodologia modeli odwrotnych w pozyskiwaniu wiedzy diagnostycznej. Przewodniczy 16 osobowej grupie badawczej. Opublikował ponad 100 prac w czasopiśmie i na konferencjach naukowych. Jest członkiem komitetów redakcyjnych trzech czasopism naukowych. W 1998 roku został uhonorowany Nagrodą Naukową Siemens.



Sławomir BANASZEK, ur. 1972. Doktor nauk technicznych, adiunkt w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych IMP PAN w Gdańsku. W 1996 ukończył Wydział Mechaniczny Politechniki Gdańskiej. Od 1997 pracuje w IMP PAN.

W 2002 obronił pracę doktorską. Jego zainteresowania naukowe obejmują symulacje komputerowe dynamiki układów wirnikowych łożyskowanych ślizgowo z nakierowaniem na ich diagnostykę.

Mgr Aleksandra MARKIEWICZ pracuje w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych, gdzie zajmuje się tworzeniem programów komputerowych.

Mgr inż. Wojciech MIĄSKOWSKI jest asystentem w Katedrze Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińskiego - Mazurskiego w Olsztynie.

OCENA WRAŻLIWOŚCI DIAGNOSTYCZNEJ PRZEBIEGU CIŚNIENIA INDYKOWANEGO ŚREDNIOOBROTOWEGO SILNIKA OKRĘTOWEGO

Rafał PAWLETKO

Katedra Siłowni Okrętowych, Akademia Morska w Gdyni

Streszczenie

W artykule przedstawiono ocenę wrażliwości diagnostycznej przebiegu ciśnienia indykowanego na wybrane uszkodzenia aparatury wtryskowej średnioobrotowego okrętowego silnika spalinowego. Wykorzystano wyniki badań silnika typu Sulzer 3A1 25/30. Przebiegi ciśnienia rejestrowano za pomocą indykatora elektronicznego Unitest 201.

Słowa kluczowe: wrażliwość diagnostyczna, wykres indykatorowy, diagnostyka układu wtryskowego

ESTIMATION OF DIAGNOSTIC SENSIVITY OF INDICATION DIAGRAM OF MARINE MEDIUM SPEED DIESEL ENGINE

Summary

The paper presents estimation of diagnostic sensitivity of indication diagram for fuel injection system faults of marine medium speed diesel engine. The experience data has been collected during the test at the Sulzer 3A1 25/30 engine. The indication diagram has been collected by electronic indicator Unitest 201.

Keywords: diagnostic sensitivity, indication diagram, diagnostic of fuel injection system

1. WPROWADZENIE

Eksploatacja współczesnych silników okrętowych stwarza konieczność rozwoju metod i środków oceny ich stanu technicznego. Pomimo dynamicznego rozwoju elektronicznych urządzeń diagnostycznych oraz potencjalnych metod ich wykorzystania, szereg problemów diagnozowania okrętowych silników spalinowych pozostaje wciąż nierozwiązanych. Podstawą oceny ich stanu jest przede wszystkim wiedza oraz doświadczenie oficera mechanika. Diagnoza zależy więc od indywidualnych predyspozycji obsługującego i pozostaje w znacznym stopniu subiektywna.

Zachodzi zatem konieczność opracowania urządzeń diagnostycznych, które w sposób automatyczny, z dużym prawdopodobieństwem pozwolą ocenić stan eksploatowanych obiektów. Ograniczeniem w tworzeniu takich urządzeń są uwarunkowania ekonomiczne. Powinny one w miarę możliwości, korzystać ze standardowego wyposażenia kontrolno – pomiarowego współczesnych siłowni okrętowych. Rozbudowane, kompleksowe systemy diagnostyczne, pomimo niewątpliwych zalet, do dzisiaj znajdują ograniczone zastosowania na statkach, właśnie z powodu wysokich kosztów.

Analiza statystyczna eksploatacji okrętowych silników spalinowych wykazuje, że najwięcej uszkodzeń występuję w ich dwóch głównych węzłach funkcjonalnych: turbosprężarkowym układzie doładowania oraz układzie wtryskowym [10]. O ile diagnozowanie stanu układu doładowania w oparciu o dostępne parametry diagnostyczne

zostało w dużym stopniu rozwiązane, ocena stanu aparatury wtryskowej pozostaje wciąż sprawą otwartą. Wynika to przede wszystkim z faktu, małej wrażliwości diagnostycznej zwyczajowo dostępnych parametrów pracy silnika spalinowego na uszkodzenia tego układu. Większość metod diagnozowania bazuje na przebiegu ciśnienia w przewodach paliwowych. Liczne prace badawcze wskazują na dużą efektywność takiego rozwiązania [2,5,6,7]. Główny problem zastosowania go w praktyce okrętowej polega na tym, iż ten parametr diagnostyczny jest niedostępny we współczesnych siłowniach okrętowych, szczególnie w odniesieniu do silników średnioobrotowych napędu agregatów prądowców.

W artykule podjęto próbę, określenia przydatności przebiegu ciśnienia indykowanego, do oceny stanu technicznego aparatury wtryskowej.

2. WRAŻLIWOŚĆ DIAGNOSTYCZNA

Wrażliwość diagnostyczna pozwala ocenić, jaką ilość informacji o stanie technicznym badanego obiektu niesie dany sygnał diagnostyczny. Wrażliwość diagnostyczną można określić w sposób następujący [10]:

$$K = \frac{\Delta d}{\Delta c} \quad (1)$$

gdzie:

K – wrażliwość parametru diagnostycznego,
 Δd – odchylenie parametru diagnostycznego,
 Δc – odchylenie parametru struktury.

Wrażliwość diagnostyczna K pozwala na ocenę pojedynczych sygnałów diagnostycznych. W poniższym artykule podjęto analizę przebiegu wykresu indykatorowego. Zarejestrowany za pomocą indykatora elektronicznego przebieg ciśnienia indykowanego jest zbiorem wartości ciśnień, odpowiadających poszczególnym kątom obrotu wału korbowego. Wynikiem analizy wrażliwości takiego przebiegu, będzie zatem zbiór współczynników K, odpowiadających kątom obrotu wału korbowego. Pozwoli to na ocenę, nie tylko czułości wykresu indykatorowego na zmiany stanu technicznego aparatury wtryskowej, ale także umożliwi wytypowanie obszarów najbardziej wrażliwych.

Eksperyment diagnostyczny, nie przewidywał symulowania różnego natężenia uszkodzeń, w związku z tym, wartość odchylenia parametru struktury Δc we wszystkich obliczeniach wynosiła 1.

3. PRZEBIEG EKSPERYMENTU

Obiektem badań był okrętowy silnik spalinowy typu Sulzer 3AL 25/30 o następujących danych:

- moc z cylindra 136 [kW],
- prędkość obrotowa 750 [obr/min],
- średnie ciśnienie efektywne 1.575 [MPa],
- stopień sprężania 13 [-],
- jednostkowe zużycie paliwa 204 [g/kWh],
- doładowania turbosprężarką BBC,
- obciążenie prądnicą elektryczną,
- liczba cylindrów 3[-].

Indykowanie silnika wykonano za pomocą indykatora elektronicznego Unitest 201, który umożliwiał pomiar ciśnienia w cylindrze co 1° OWK.

Badania zrealizowano według teorii eksperymentu czynnego. Symulowano następujące uszkodzenia układu paliwowego:

- a) spadek napięcia sprężyny wtryskiwacza
- b) zużycie pompy wtryskowej
- c) rozkalibrowany wtryskiwacz (rozwiercone otwory iglicy)
- d) wzrost napięcia sprężyny wtryskiwacza
- e) zużyta iglica wtryskiwacza (wtryskiwacz z iglicą o zbyt małej średnicy)
- f) zakokszony wtryskiwacz (zatkana część otworków iglicy)

Symulowano jeden poziom określonego uszkodzenia, następnie dokonywano pomiarów ciśnienia w cylindrze, w zakresie pracy silnika od 50 do 250 kW.

W celu częściowej eliminacji zakłóceń spowodowanych drganiami słupa gazów w kanale kurka indykatorowego, przebiegi ciśnień zostały wygładzone za pomocą wielomianów trzeciego stopnia.

4. WYNIKI BADAŃ

Wrażliwość parametru diagnostycznego K została wyznaczona zgodnie z zależnością (1). Wpływ uszkodzeń układu paliwowego na przebieg wykresu indykatorowego może w istotny sposób zależeć od obciążenia silnika. W związku z tym, analizy wrażliwości dokonano w czterech zakresach mocy:

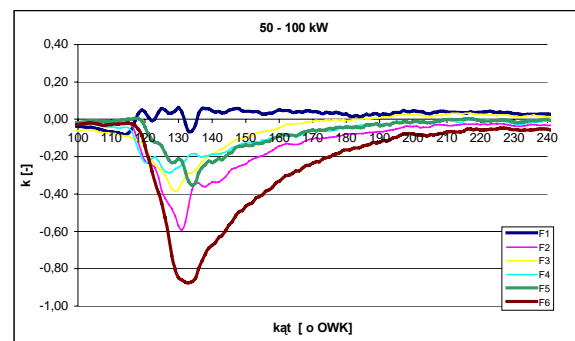
- przedział pierwszy 50 – 100 kW,
- przedział drugi 100 – 150 kW,
- przedział trzeci 150 – 200 kW,
- przedział czwarty 200 – 250 kW.

Diagnozowanie stanu aparatury wtryskowej na podstawie przebiegu ciśnienia indykowanego, będzie możliwe w sytuacji, gdy przebiegi tego ciśnienia dla poszczególnych uszkodzeń będą posiadały cechy, umożliwiające odróżnienie ich od siebie. Analiza dotychczasowych danych eksperymentalnych świadczy o istnieniu charakterystycznych wzorców przebiegu wrażliwości diagnostycznej K, pomimo istnienia dużej niepowtarzalności rejestrowanych przebiegów ciśnienia indykowanego.

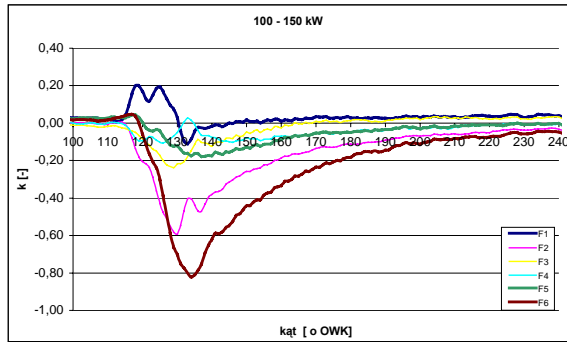
W celu dokonania analizy rozróżnialności wartości diagnostycznej K dla danych uszkodzeń, dokonano uśrednienia przebiegów K w badanych przedziałach obciążeń a następnie wykonano wykresy zbiorcze wrażliwości.

Poszczególne uszkodzenia oznaczono odpowiednio:

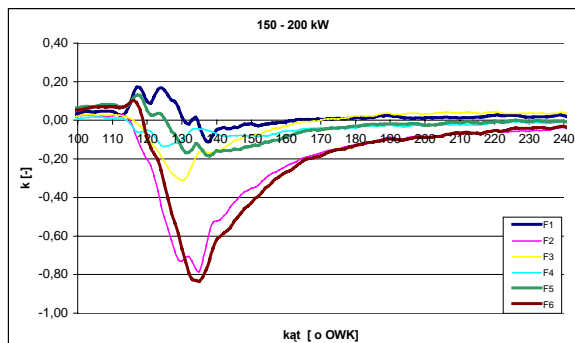
- F1 – spadek napięcia sprężyny wtryskiwacza,
- F2 - zużycie pompy wtryskowej,
- F3 - rozkalibrowany wtryskiwacz,
- F4 – wzrost napięcia sprężyny wtryskiwacza,
- F5 - zużyta iglica wtryskiwacza,
- F6 - zakokszony wtryskiwacz.



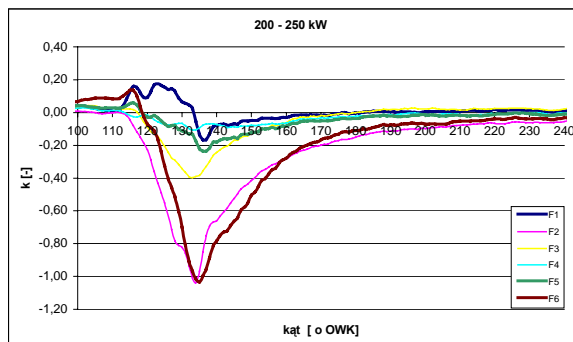
Rys. 1. Przebieg uśrednionych wrażliwości diagnostycznych w przedziale obciążeń 50 – 100 kW



Rys. 2. Przebieg uśrednionych wrażliwości diagnostycznych w przedziale obciążeń 100 – 150 kW



Rys. 3. Przebieg uśrednionych wrażliwości diagnostycznych w przedziale obciążeń 150 – 200 kW



Rys. 4. Przebieg uśrednionych wrażliwości diagnostycznych w przedziale obciążeń 200 – 250 kW

Z wyjątkiem spadku napięcia sprężyny wtryskiwacza, kształt średniej wrażliwości diagnostycznej dla pozostałych uszkodzeń ma zbliżony przebieg. Zaczynają maleć w okolicach 120° OWK (GMP), osiągając minimum w granicach 130 – 140° OWK, a następnie zbliżają się do zera w okolicach 230 – 240° OWK. Wrażliwość diagnostyczna zużycia pompy wtryskowej oraz zakokowanego wtryskiwacza, charakteryzuje się znacznie wyższymi amplitudami od pozostałych

uszkodzeń, szczególnie w zakresach wyższych obciążeń.

Na podstawie przebiegów średnich wrażliwości diagnostycznych dla poszczególnych uszkodzeń można stwierdzić że:

1. Możliwe jest odróżnienie spadku napięcia sprężyny wtryskiwacza od pozostałych uszkodzeń. Przebieg średniej wrażliwości diagnostycznych dla poszczególnych uszkodzeń (krzywa F1 rys. 2-4) posiada charakterystyczne dwa ekstrema w zakresie 110 – 120° OWK przyjmując jednocześnie wyraźne dodatnie wartości w tym przedziale.
2. Średnie wrażliwości zużycia pompy wtryskowej (krzywa F2) oraz zakokowanego wtryskiwacza (krzywa F6) charakteryzują się zdecydowanie wyższą amplitudą niż pozostałe uszkodzenia. Kłopotliwe może być rozróżnienie tych dwóch uszkodzeń między sobą. Przebieg wrażliwości zakokowanego wtryskiwacza przyjmuje jednak w początkowej fazie spalania (przed GMP) wartości dodatnie, podczas gdy w przypadku przecieków pompy paliwowej osiąga wartości ujemne.
3. Najwięcej kłopotów może sprawić rozróżnienie średnich wrażliwości rozkalibrowanego wtryskiwacza (krzywa F3), wzrostu napięcia sprężyny wtryskiwacza (krzywa F4) oraz zużytej iglicy wtryskiwacza (krzywa F5). W przypadku rozkalibrowanego wtryskiwacza wrażliwość przyjmuje dodatnie wartości w zakresie 180 – 240° OWK, w odróżnieniu wysokiego ciśnienia otwarcia i zużytej iglicy wtryskiwacza.

Przedstawione powyżej wnioski, dotyczą średnich wartości współczynnika wrażliwości diagnostycznej ciśnienia indykowanego dla poszczególnych uszkodzeń. Badania wykazały, iż mogą wystąpić znaczne różnice między pojedynczymi przebiegami, a wartością średnią.

5. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić:

Przebieg wykresu indykatorowego, niesie dużą ilość informacji o stanie technicznym aparatury wtryskowej i może stanowić podstawę wielu interesujących algorytmów diagnostycznych. Wyznaczone przebiegi wrażliwości diagnostycznej dowodzą istnienia wpływu uszkodzeń aparatury paliwowej, na przebieg ciśnienia indykowanego. Najbardziej wyraźne symptomy posiadają takie uszkodzenia, jak: zużycie pompy wtryskowej, zakokowany wtryskiwacz oraz spadek napięcia sprężyny wtryskiwacza.

Występują pewne różnice pomiędzy kształtem poszczególnych przebiegów wrażliwości diagnostycznej dla tego samego uszkodzenia. Mogą

być one powodem wielu błędów podczas klasyfikacji stanu aparatury wtryskowej. Różnice w przebiegach wrażliwości diagnostycznej mogą wynikać między innymi z: błędów pomiaru przebiegu ciśnienia w cylindrze, spowodowanymi między innymi drganiami słupa gazów w kanale kurka indykatorowego; dużej niepewności poszczególnych cykli pracy silnika spalinowego; różnicy obciążeń podczas indykowania silnika w stanie nominalnym i z uszkodzeniami. Dalsze prace powinny dotyczyć poszukiwania parametrów wykresu indyka-torowego, mogących stanowić symptomy uszkodzeń układu wtryskowego.



Rafał PAWLETKO jest asystentem w Katedrze Siłowni Okrętowych Akademii Morskiej w Gdyni. Zajmuje się diagnostyką okrętowych silników spalinowych.

LITERATURA

- [1] Hebda M., Niziński S., Pelc H.: Podstawy diagnostyki pojazdów samochodowych. WKŁ, Warszawa 1980.
- [2] Jankowski M.: Ocena wrażliwości diagnostycznej sygnału pulsacji ciśnienia aparatury wtryskowej. Rozprawa doktorska, Akademia Techniczno Rolnicza w Bydgoszczy 1997.
- [3] Kluj S.: Diagnostyka urządzeń okrętowych. WSM Gdynia, 1992.
- [4] Korbicz J., Kościelny J., Kowalczyk Z., Cholewa W.: Diagnostyka procesów, WNT Warszawa 2002.
- [5] Lotko W.: Diagnostyka aparatury wtryskowej. WSI Radom, Mechanika 20/1991.
- [6] Lotko W.: Diagnostowanie aparatury wtryskowej na podstawie zmian ciśnienia w przewodach wtryskowych. Silniki Spalinowe nr 3/1987.
- [7] Sobieszkański M.: Bieżąca kontrola diagnostyczna aparatury wtryskowej silnika okrętowego. Silniki Spalinowe nr 1/1984.
- [8] Włodarski J. K.: Wybrane problemy metodyki badań diagnostycznych wolno i średnioobrotowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym. Silniki Spalinowe Nr 1-2/1987.
- [9] Piotrowski I., Witkowski K.: Okrętowe Silniki Spalinowe. Trademar Gdynia 1996.
- [10] Witkowski K.: Wybór i minimalizacja liczby parametrów diagnostycznych złożonych obiektów technicznych, VI Krajowa Konferencja Naukowo-Techniczna Diagnostyka Procesów Przemysłowych, Władysławowo 2003.

SYGNAŁ DIAGNOSTYCZNY DLA SILNIKA ASYNCHRONICZNEGO ZASILANEGO Z FALOWNIKA NAPIĘCIA

Adam SOLBUT

Politechnika Białostocka, Wydział Elektryczny
Katedra Energoelektroniki i Napędów Elektrycznych
15-351 Białystok, Wiejska 45d, fax: 746 94 00
email: asolbut@pb.bialystok.pl

Streszczenie

Praca zawiera opis zagadnień dotyczących diagnostyki silników asynchronicznych zasilanych z falowników napięcia. Przedstawiono podstawy teoretyczne wyboru sygnału diagnostycznego wraz z dyskusją dotyczącą możliwości wyboru wskaźników diagnostycznych przydatnych do oceny stanu silników w trakcie normalnej pracy maszyny. Rozważania teoretyczne poparto badaniami laboratoryjnymi maszyn klatkowych oraz maszyny pierścieniowej z niesymetrią w obwodzie wirnika.

Słowa kluczowe: diagnostyka, silniki asynchroniczne, falowniki napięcia

DIAGNOSTIC SIGNAL FOR ASYNCHRONOUS MOTOR SUPPLIED WITH THE VOLTAGE INVERTER

Summary

Diagnostics of asynchronous motor supplied by voltage inverters is discussed in the paper. Theoretical problems of diagnostic signal choose and quality factor evaluation during normal motor operation is discussed. The proposed solution is confirmed by laboratory tests of cage and ring motor with rotor asymmetry.

Keywords: diagnostics, induction motors, voltage inverters

1. WSTĘP

Diagnozowanie maszyny asynchronicznej prowadzi się zwykle w oparciu o sygnały wartości prądów fazowych oraz drgań i hałasu wytwarzanego przez maszynę [3]. Znane metody wykorzystują m. in. pojawienie się określonych składowych prądu stojana na skutek niesymetrii wewnętrznej maszyny asynchronicznej [2, 6]. Z uwagi na fakt, że częstotliwości tych składowych są bardzo bliskie harmonicznej podstawowej, wyodrębnienie ich w trakcie normalnej pracy maszyny jest stosunkowo trudne. Wyodrębnienie sygnału o takiej postaci następuje zwykle w trakcie rozruchu maszyny [1], gdzie sygnały te można uzyskać poprzez stosowanie filtrów selektywnych. Metoda ta daje dobre efekty jedynie przy stałej i stabilnej częstotliwości zasilania. Wymaga ona jednak prowadzenia rozruchu maszyny pod pełną kontrolą i nie nadaje się do stosowania w trybie ON LINE, tzn. w trakcie pracy maszyny. W przypadku zasilania silnika napędowego z falowników napięcia, przy zmiennej częstotliwości, metoda ta nie jest możliwa do stosowania. Rozruch odbywa się tu poprzez zmianę częstotliwości napięcia zasilającego, co

uniemożliwia odsunięcie częstotliwości składowych prądów generowanych na skutek wewnętrznych niesymetrii wirnika od częstotliwości podstawowej harmonicznej.

Pojawia się tu problem doboru sygnałów diagnostycznych oraz poszukiwania ogólnych wskaźników jakości układu napędowego [5]. Wpływ na pracę układu ma zarówno silnik napędowy jak i układ zasilania. Układem zasilającym jest najczęściej przekształtnik energoelektroniczny. Powoduje to iż w napięciu zasilającym silnik pojawia się napięcie odkształcone od sinusoidy.. Użycie metod diagnostyki wykorzystywanych w praktyce, opartych na analizie harmonicznej prądu stojana, nie daje w takim przypadku poprawnych rezultatów [6].

Z uwagi na silne sprzężenie pomiędzy współczesnymi układami zasilania a silnikiem napędowym oraz stosowanie w układach sterujących układów mikroprocesorowych o dużej mocy obliczeniowej warto stosować procedury diagnostyczne oceniające stan pracy układu napędowego w trakcie normalnej eksploatacji. W tym celu należy opracować algorytm współpracujące z układami sterowania pracą

układów napędowych. Niezbędny jest tu wybór sygnału diagnostycznego na podstawie którego możliwa by była ocena stanu silnika i układu zasilającego. Poszukiwany sygnał (wskaźnik) diagnostyczny powinien być rozwiązaniem ogólnym umożliwiającym ocenę stanu niezależnie od algorytmów sterowania. W niniejszej publikacji zaproponowano taki sygnał oraz opracowano metodę umożliwiającą diagnozowanie stanu maszyny asynchronicznej polegające na sprawdzaniu stanu symetrii wirnika maszyny.

2. WYBÓR SYGNAŁU DIAGNOSTYCZNEGO

W przypadku zasilania maszyny indukcyjnej ze źródła o niesinusoidalnym napięciu, w prądzie stojana istnieją składowe, które po wykonaniu przekształcenia Fouriera możemy przedstawić zależnością:

$$i = \sum_n i_n = \sum_n \sqrt{2} I_n \sin(n\omega t + \varphi_n) \quad (1)$$

W przypadku zasilania sinusoidalnego, oprócz prądu wynikającego z zasilania, pojawiają się składowe generowane na skutek niesymetrii obwodu wirnika:

$$i_r = \sum_l \sqrt{2} I_{rl} \sin(1 - 2ls)\omega t \quad (2)$$

gdzie:

$$l = \pm 1, \pm 2, \pm 3$$

Dla uproszczenia analizy przyjmijmy istnienie jedynie składnika o postaci:

$$i_r = \sqrt{2} I_r \sin(1 - 2s)\omega t \quad (3)$$

W przypadku występowania prądów wynikających z niesinusoidalnego zasilania każdy ze składników wytworzy odpowiadającą mu składową generowaną przez niesymetrię obwodu wirnika w postaci:

$$i_r = \sum_k i_{rk} = \sum_k \sqrt{2} I_{rk} \sin(1 - 2s_k)k\omega t \quad (4)$$

gdzie poślizg dla k-tej harmonicznej jest równy

$$s_k = \frac{k\omega_1 - \omega}{k\omega_1} = \frac{k\omega_1 - (1-s)\omega_1}{k\omega_1} = \frac{k - (1-s)}{k} \quad (5)$$

Do analizy diagnostycznej proponuję wykorzystać sygnał zdefiniowany jako:

$$I^2 = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} (i_n + i_r)^2 dt \quad (6)$$

Wielkość I możemy nazwać wartością skuteczną „ruchomą”.

Biorąc pod uwagę składowe przedstawione zależności: (1) i (4) otrzymamy następujące składniki występujące w wartości skutecznej „ruchomej”:

$$I_{sk}^2 = \sum_{n,k} (A_{n,k} + B_{n,k} + C_{n,k}) \quad (7)$$

$$A_{nk} = \begin{cases} 0 & \text{dla } k \neq n \\ I_n^2 & \text{dla } k = n \end{cases} \quad (8)$$

$$B_{nk} = \frac{I_n I_{rk}}{\pi} \sin \beta_1 \left(\frac{\cos \alpha_1}{n-k-2s+2} + \frac{\cos \gamma_1}{n+k-2s+2} \right) \quad (9)$$

gdzie:

$$\alpha_1 = (n-k+2ks_k)\omega t + \varphi_n + 2ks_k\pi$$

$$\beta_1 = 2ks_k\pi$$

$$\gamma_1 = (n+k-2ks_k)\omega t + \varphi_n + 2ks_k\pi.$$

Dla $n \neq k$:

$$C_{nk} = \frac{I_n I_{rk}}{\pi} \left(\frac{\cos \alpha_2 \sin \beta_2}{k-n} + \frac{\cos \gamma_2 \sin \delta_2}{4-n-k-4s} \right) \quad (10)$$

gdzie:

$$\alpha_2 = (n-k-2s_n n + 2s_k k)\omega t + \varphi_n - (s_n n - s_k k)2\pi$$

$$\beta_2 = (s_k k - s_n n)2\pi$$

$$\gamma_2 = (n+k-2s_n n - 2s_k k)\omega t + \varphi_n - (s_n n + s_k k)2\pi$$

$$\delta_2 = (s_n n + s_k k)2\pi.$$

Dla $n=k$:

$$C_{nn} = I_n^2 - \frac{I_{rn}^2 \cos \alpha_3 \sin \beta_3}{2\pi (2-n-s)} \quad (11)$$

gdzie:

$$\alpha_3 = 2(1-2s_n)n\omega t + (1-2s_n)n\omega T$$

$$\beta_3 = 2s_n n\pi.$$

Dla różnych kombinacji n i k przebiegu skutecznej „ruchomej” mogą zatem pojawiać się składniki o częstotliwościach równych:

$$f_0 = (2l + 2ks) f \quad (12)$$

gdzie

$$k=0, \pm 1, \pm 2, \pm 3 \dots$$

$$l=0, 1, 2, 3 \dots$$

W przypadku, gdy maszyna pracuje bez niesymetrii obwodu wirnika w przebiegu prądu skutecznej „ruchomej” występuje jedynie składowa stała. Fakt ten umożliwia ocenę stanu maszyny poprzez stosowanie wskaźników jakości oceniających zawartość składowych powodujących

oscylacje skutecznej ruchomej w prądzie fazowym stojana.

Przyjmując, że w czasie pomiaru moment obciążenia nie zmienia się, możemy obliczyć wskaźnik jakości jako:

$$K_2 = \frac{I_{sk\ max}^2}{I_{sk\ min}^2} \quad (13)$$

gdzie:

$I_{sk\ max}$ - wartość maksymalna skutecznej „ruchomej” o czasie pomiaru

$I_{sk\ min}$ - wartość minimalna skutecznej „ruchomej” o czasie pomiaru.

Bardzo ważnym zagadnieniem jest znajomość wartości okresu napięcia zasilającego maszynę. Niedopasowanie czasu całkowania do okresu podstawowej harmonicznej powoduje powstanie oscylacji w skutecznej ruchomej składników o częstotliwości równej $2f$, a więc o częstotliwościach zbliżonych do pojawiających się na skutek uszkodzenia wirnika.

3. BADANIA LABORATORYJNE

W celu sprawdzenia proponowanej metody diagnostycznej wykonano obliczenia wskaźnika K_2 dla wybranych przypadków przy uwzględnieniu jedynie podstawowej harmonicznej prądu ($n=k=1$). Wyniki obliczeń pokazano w tabeli 1. Obliczenia wykazują, że proponowany wskaźnik jakości ma wartość większą niż procentowa zawartość składowej prądu wynikającej z niesymetrii obwodu wirnika.

Tab.1. Wyniki modelowania matematycznego

s[%]	I_{r1}/I_{l1} [%]	K_2
3	5	1.218
3	2	1.149
3	1	1.04
1	2	1.088
1	1	1.04

Dla potrzeb porównawczych należy określić w jakich warunkach obliczać ww. współczynnik. Wydaje się, że optymalnymi warunkami dla oceny stanu maszyny są znamionowe warunki pracy tzn.: znamionowe wartości częstotliwości, napięcia i prędkości obrotowej. Badania laboratoryjne wykonano dla następujących przypadków:

- maszyny klatkowej z uszkodzonym jednym prętem wirnika (rys.1),
- maszyny klatkowej bez uszkodzeń SZJe32b, (rys.2),
- maszyny pierścieniowej z niesymetrią obwodu wirnika (rys.3).

W tab.2 pokazano wartości współczynnika K_2 dla badanych maszyn klatkowych przy poślizgu

$s=3\%$. Widać wyraźnie, że dla maszyny uszkodzonej wartość tego współczynnika jest znacznie większa.

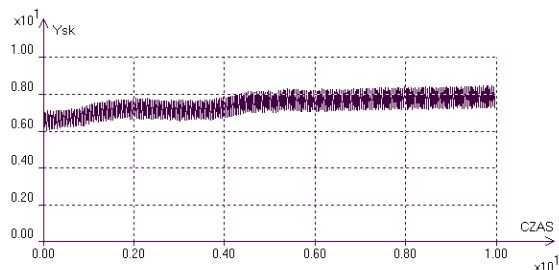
Tab. 2. Wartości współczynnika K_2 dla różnych maszyn ($s=3\%$)

Lp	SILNIK	K_2
1	Sg132S	1.42
2	SZJe32	1.14

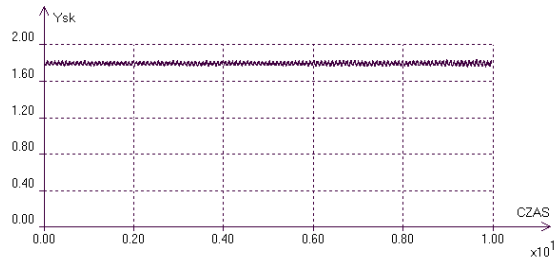
Tab. 3. Wartości współczynnika K_2 dla silnika pierścieniowego

Lp		K_2
Poślizg $s=1\%$		
1	$R_d=0\Omega$	1.25
2	$R_d=1.5\Omega$	1.66
3	$R_d=3\Omega$	1.77
Poślizg $s=3\%$		
5	$R_d=0\Omega$	1.51
6	$R_d=1.5\Omega$	3.61
7	$R_d=3\Omega$	5.95

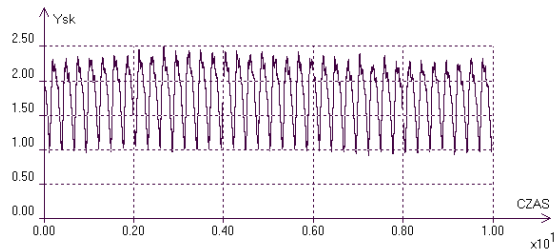
W celu sprawdzenia proponowanej metody wykonano także szereg pomiarów dla maszyny asynchronicznej pierścieniowej przy różnym stanie niesymetrii obwodu wirnika. Badania wykonano przy obniżonym napięciu zasilającym. Do analizy danych pomiarowych użyto oryginalnego autorskiego oprogramowania [4]. Wyniki pomiarów pokazano w tab.3. Badania te w pełni wykazały, iż zmiana stanu niesymetrii w obwodzie wirnika w sposób istotny zmienia wartość tak wyznaczonego współczynnika. Dla maszyny niewirującej wartość współczynnika K_2 jest równa ok. 1.02, co daje podstawę do stwierdzenia, że wartości składników prądu wytwarzających oscylacje w przebiegu wartości skutecznej ruchomej generowane są na skutek wirowania wirnika. Stan taki potwierdza pokazane wyżej rozważania teoretyczne.



Rys.1. Wartość skuteczna ruchoma dla przypadku pracy maszyny z uszkodzoną klatką wirnika (uszkodzony jeden pręt) $K_2=1,42$



Rys.2. Wartość skuteczna ruchoma – maszyna bez uszkodzeń $K_2=1,08$



Rys.3. Wartość skuteczna ruchoma – maszyna pierścieniowa z niesymetrią obwodu wirnika $K_2=5,95$

4. WNIOSKI

Przy wykorzystaniu mikroprocesorów o dużej mocy obliczeniowej do sterowania pracą falownika warto obserwować tak zaproponowany wskaźnik w trakcie normalnej pracy układu napędowego. Analiza zmian tego wskaźnika w czasie w powiązaniu z warunkami pracy maszyny daje możliwość oceny stanu układu napędowego na bieżąco. Uwzględnienie możliwych zmian momentu obciążenia w czasie oraz istnienie sprzężeń zwrotnych w układzie napędowym wymaga dalszych badań. Wydaje się, że przydatne tu mogą być algorytmy związane z tzw. sztuczną inteligencją (sieci neuronowe, zbiory rozmyte, systemy ekspertowe). Na obecnym etapie badań można jedynie stwierdzić konieczność sprzężenia algorytmów diagnostycznych z algorytmami sterowania. Proponowany sygnał diagnostyczny („skuteczna ruchoma”) wydaje się być rozwiązaniem poprawnym, dającym duże możliwości oceny stanu układu napędowego.

LITERATURA

- [1] Glinka T., Badania diagnostyczne maszyn elektrycznych w przemyśle, BOBRME Komel, Katowice 2002.
- [2] Dzierżanowski A., Hickiewicz J., Szymaniec S., Wach P., Diagnostyka stanu klatek silników indukcyjnych w oparciu o analizę częstotliwościową prądu stojana. XXIX Sympozjum Maszyn Elektrycznych, Szklarska Poręba, Czerwiec 1993.

- [3] Petrovsky A., Stankevich A., Balunowski J., Sołbut A., „Diagnostics symptoms forming in the rotating machine monitoring based on the order tracking analysis”, II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej, Diagnostyka 2000, Warszawa, 19-22 wrzesień 2000.
- [4] Sołbut Adam, Możliwości wykorzystania programu ANAGRAF w laboratoriach Energoelektroniki i Napędów Elektrycznych, Konferencja SENE'97, Łódź-Arturówek 12-14 listopad 1997.
- [5] Sołbut Adam, Ocena stanu klatki wirnika maszyny asynchronicznej zasilanej z falownika napięcia, VI Krajowa konferencja naukowa: Sterowanie w energoelektronice i napędzie elektrycznym SENE'2003, Łódź 19-21 listopada 2003 r. s.545-550.
- [6] Dybowski P. Wpływ zasilania napięciem odkształconym na widmo prądów stojana cz.2. XIII Seminarium Techniczne: Problemy eksploatacji maszyn i napędów elektrycznych „Eksploatacja, diagnostyka i modernizacja silników elektrycznych” 19 – 21 maja 2004r, Ustroń Jaszowiec.



Dr inż. Adam SOŁBUT jest pracownikiem Wydziału Elektrycznego Politechniki Białostockiej od 1982 roku. Doktorat obroniony w 1994 roku na temat „Analiza i badania porównawcze silnika indukcyjnego 6-fazowego i 3-fazowego zasilanego z falownika napięcia”.

W ramach pracy zawodowej zajmuje się zagadnieniami maszyn elektrycznych zasilanych napięciem odkształconym od sinusoidy. W badaniach wykorzystuje oryginalne autorskie oprogramowanie wspomagające analizę wyników pomiarów laboratoryjnych oraz własne opracowania programów symulacyjnych.

Artykuł został opracowany w ramach pracy własnej
W/WE/17/03

ZASTOSOWANIE WEKTORÓW RITZA W DIAGNOSTYCE KONSTRUKCJI

Tadeusz UHL, Krzysztof MENDROK

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

Streszczenie

Wektory Ritza są wielkością podobną do wektorów modalnych. Ich zaletą względem wektorów modalnych jest fakt, że do oddania charakteru odpowiedzi układu potrzebna jest mniejsza ich liczba niż wektorów modalnych. Symulacyjne analizy numeryczne wykazały ponadto, że Wektory Ritza, zwane też wektorami Lanczosa, lepiej nadają się do wykrywania uszkodzenia niż wektory modalne. W pracy przedstawiono krótki przegląd metod wykrywania uszkodzeń bazujących na modelu modalnym. Przytoczono definicję wektorów Ritza oraz pokazano kilka sposobów ich wyznaczania. Porównano ich skuteczność w wykrywaniu uszkodzenia zasymulowanego na stanowisku laboratoryjnym w odniesieniu do wektorów modalnych.

Słowa kluczowe: wektory Ritza, wektory modalne, wodeł modalny, analiza modalna, wykrywanie uszkodzeń

BEAM CRACK DETECTION WITH USE OF RITZ VECTORS

Summary

Ritz vectors have similar character as modal vectors. Their advantage with respect to modal vectors is a fact, that less number of them is required to estimate object response. Numerical analysis proved also, that Ritz vectors, called sometimes Lanczos vectors, have better ability to detect damage than modal vectors. In the paper short overview of modal model based damage detection methods is presented. Definition of Ritz vectors and some methods of their estimation are shown. The paper also consists a comparison of effectiveness in detection of damage, simulated on laboratory stand, both the Ritz and the modal vectors.

Keywords: ritz vectors, modal vectors, modal model, modal analysis, damage detection

1. WSTĘP

W ostatnich latach wraz ze wzrostem mocy obliczeniowych komputerów obserwowany jest wzrost zastosowań analizy modalnej. Zwłaszcza opracowanie algorytmów eksploatacyjnej analizy modalnej, pozwalającej na estymację parametrów modelu modalnego konstrukcji jedynie na podstawie pomiarów odpowiedzi, stwarza szerokie możliwości aplikacyjne. Eksploatacyjna analiza modalna jest wykorzystywana między innymi do: dostrajania modeli elementów skończonych, syntezy układów sterowania, modyfikacji strukturalnej układów dynamicznych [2], [3]. Możliwość estymacji parametrów modelu modalnego konstrukcji w warunkach eksploatacyjnych powoduje, że ta technika może być wykorzystana w procesie diagnozowania stanu obiektu. Proces wykrywania uszkodzeń opiera się często na śledzeniu zmian parametrów modeli konstrukcji [7], [8]. Z uwagi na opracowane algorytmy i procedury identyfikacji modeli modalnych są one często i chętnie wykorzystywane w diagnostyce. Proces taki można

podzielić na dwa etapy. W pierwszym mierzy się poziom amplitudy drgań w wybranych punktach obiektu. W przypadku, gdy wartość zmierzona przekroczy dopuszczalny poziom, następuje etap drugi polegający na znalezieniu przyczyny tego wzrostu. Zmiany parametrów modelu modalnego są w prezentowanej grupie metod symptomami zmian stanu obiektu. Pozwalają one na określenie przyczyny pogorszenia własności dynamicznych konstrukcji. Do przyczyn takich należą: zmiany w parametrach konstrukcji np. zmiana sztywności na skutek propagacji pęknięcia, powstanie luzu w parach kinematycznych, wzrost wartości wymuszeń itp. Metody te umożliwiają również lokalizację uszkodzenia.

Podstawą metod wykrywania uszkodzeń opartych na modelu modalnym jest znalezienie takich cech tych modeli, które pozwolą na odróżnienie układu nieuszkodzonego od uszkodzonego, a także dadzą informację na temat miejsca i stopnia uszkodzenia. W literaturze opisano wiele metod oceny stanu konstrukcji na podstawie

znajomości ich modelu modalnego. Do najczęściej wykorzystywanych w praktyce należą:

- metody oparte na ocenie zmian parametrów modelu modalnego (częstotliwości drgań własnych, współczynników tłumienia) [9], [10], [11], [12], [13], [14], [15],
- metody oparte na analizie charakterystyk częstotliwościowych układów [16], [17], [18], [19],
- metody oparte na metodzie elementów skończonych (współczynnik MDLAC, dostrajanie modelu MES) [20], [21], [22],
- metody oparte o analizę zmian parametrów modeli regresyjnych [23], [24],
- metody oparte o analizę wektorów modalnych (porównanie kształtu postaci drgań własnych – MAC, zmiana pochodnych postaci drgań, zmiana energii postaci drgań) [25], [26], [27],
- metody oparte o analizę wektorów Ritza [4], [5], [8].

Pierwsza grupa metod bazuje na analizie zmian wartości biegunów układu. Każdy biegun układu ma dwie składowe: część rzeczywistą, która jest proporcjonalna do współczynnika tłumienia oraz część urojona, której wartość jest proporcjonalna do częstości własnej układu. Metoda ta jest bardzo skuteczna w diagnozowaniu układów automatyki natomiast, w przypadku układów mechanicznych możliwość jej zastosowania jest ograniczona. Skuteczność metody zależy między innymi od miejsca powstającego uszkodzenia, warunków brzegowych i wielu innych. W przypadku analizy zmian częstotliwości drgań własnych trudnością jest zbliżona jej wrażliwość na uszkodzenie co na zmianę warunków brzegowych, czy innych czynników zewnętrznych. Obecnie coraz częściej stosuje się modalny współczynnik tłumienia drgań w konstrukcji jako miarę jej uszkodzenia. Związane jest to z faktem, że pęknięcia powstające w konstrukcji są przyczyną dodatkowej dyssypacji energii. Współczynnik tłumienia jest jednak trudny do dokładnego wyznaczenia metodami identyfikacji modeli modalnych [28].

Druga grupa metod bazuje na porównaniu charakterystyk częstotliwościowych układów uszkodzonych z nieuszkodzonymi. Charakterystyki częstotliwościowe mogą być bezpośrednio mierzone na obiekcie lub też syntezowane na podstawie zidentyfikowanego modelu modalnego. Metoda opisana w pracy [16] polega na wyliczeniu wektora uszkodzenia d . Jeżeli w układzie wystąpi uszkodzenie w wektorze d powinny pojawić się niezerowe elementy. Istnieją dwa warianty tej metody. Pierwsza wymaga znajomości wektora sił wymuszających. W warunkach eksploatacyjnych trudny do praktycznej realizacji jest pomiar takich sił, dlatego metoda możliwa jest do stosowania również bez ich znajomości.

Inną metodą wykrywania uszkodzeń opartą na charakterystyce częstotliwościowej układu jest metoda analizy zmian podatności dynamicznej układu [19]. Ze względu na fakt, że podatność dynamiczna jest zdominowana przez postacie drgań

związane z niskimi częstościami, dokładniejsza jest jej identyfikacja w porównaniu ze sztywnością dynamiczną. W metodzie tej sprawdzany jest iloczyn macierzy sztywności i podatności, który powinien być równy macierzy jednostkowej. W celu wykrycia uszkodzenia, liczona jest macierz podatności dynamicznej w oparciu o zidentyfikowany model modalny, a następnie przemnażana jest przez macierz sztywności układu nieuszkodzonego. Na tej podstawie liczona jest zmiana sztywności układu. Metoda ta jest bardzo skuteczna i stosowana w praktyce dla lokalizacji uszkodzenia i oceny stopnia jego zaawansowania

Metody bazujące na modelach MES opierają się na analizie ich wrażliwości na zmianę sztywności [20]. Jedną z metod polega na wyliczeniu współczynnika MDLAC (ang. Multiple Damage Location Assurance Criterion), który fizycznie oznacza zmianę współczynnika sztywności j -tego elementu w modelu MES. Współczynnik MDLAC jest niezależny od skalowania i dlatego daje informacje jedynie o względnej wielkości uszkodzenia. Stosowalność metody jest silnie ograniczona, gdyż wymaga modelu MES dostrojonego w zakresie pierwszych 10 – 15 postaci drgań własnych.

Często używanymi w diagnostyce modelami są też parametryczne modele regresyjne. Ich popularność spowodowana jest dobrze poznanymi i łatwo dostępnymi algorytmami ich identyfikacji [1]. Kolejną zaletą z punktu widzenia zagadnień monitoringu i diagnostyki jest możliwość identyfikowania zmian parametrów modelu w czasie rzeczywistym. Szczególnie przydatne są modele bazujące jedynie na sygnałach odpowiedzi układu, takie jak AR czy ARMA. Parametry zidentyfikowanych modeli regresyjnych można stosunkowo łatwo przełożyć na fizyczne własności układu takie jak częstotliwość drgań własnych czy współczynnik tłumienia. Analiza zmian tego ostatniego jest wykorzystywana do detekcji zjawiska flatteru w czasie lotu samolotu [29].

Kolejną grupę metod detekcji uszkodzenia przy pomocy modeli modalnych stanowią algorytmy oparte na wektorach modalnych obiektu. Pierwszym ze sposobów wykrywania uszkodzenia jest porównywanie wektorów modalnych przy pomocy współczynnika MAC (ang. Modal Assurance Criterion) [1]. Zastosowanie pochodnego współczynnika CoMAC (ang. Coordinate MAC) pozwala dodatkowo na lokalizację uszkodzenia.

Inną metodą jest porównanie krzywizny (pochodnej) wektora modalnego układu uszkodzonego z analogiczną własnością układu nieuszkodzonego. Zaletą tej metody jest fakt, że zmiana krzywizny zdefiniowana jako pochodna lub druga pochodna wektora modalnego jest bardziej wrażliwa na zmiany struktury niż on sam. Wadą jest fakt, iż przy niewielkiej liczbie punktów pomiarowych obciążona jest stosunkowo dużym błędem. Stosuje się wówczas aproksymację

wielomianową i pochodną wyznacza się analitycznie.

Bardzo skuteczną metodą opartą na wektorach modalnych jest analiza energii odkształcenia [27]. Polega ona na wyznaczeniu różnicy energii odkształcenia dla układu nieuszkodzonego i uszkodzonego. Zaletą metody jest jej duża wrażliwość na uszkodzenie. Przy jej pomocy możliwa jest detekcja już 5% pęknięcia (uszkodzenie stanowi 5 % powierzchni przekroju elementu).

Poza wspomnianymi istnieje wiele innych metod detekcji uszkodzeń opartych na modelu modalnym konstrukcji i wielkościach z nim związanych. Do takich wielkości należą wektory Ritza.

2. WEKTORY RITZA

Wektory Ritza są podobną wielkością do wektorów modalnych. Ich zaletą w stosunku do wektorów modalnych jest fakt, że do oddania charakteru odpowiedzi układu potrzebna jest mniejsza liczba wektorów Ritza niż wektorów modalnych. Symulacyjne analizy numeryczne wykazały ponadto, że wektory Ritza, zwane też wektorami Lanczosa, są bardziej wrażliwe na uszkodzenia niż wektory modalne [4]. Cechy te powodują, że prowadzone są prace nad zastosowaniem ich do układów monitoringu i diagnostyki [4], [5], [6], [8].

Pierwszy wektor Ritza odpowiada statycznej deformacji układu przy zadanym wektorze obciążenia. Aby go wyznaczyć konieczna jest znajomość macierzy mas M , sztywności K i tłumień D modelu układu oraz wektora obciążeń $F(t)$, gdyż wektory Ritza zależne są od obciążenia. Zakłada się, na wstępie, że wektor $F(t)$ można rozłożyć na przestrzenny wektor obciążenia f i funkcję czasu $u(t)$:

$$F(t) = f \cdot u(t) \quad (1)$$

Jak już wspomniano pierwszy wektor Ritza jest wyliczany jako statyczne ugięcie wywołane przestrzennym wektorem obciążenia f :

$$K \cdot \tilde{r}_1 = f \quad (2)$$

Następnie wektor jest normalizowany względem masy:

$$r_1 = \frac{\tilde{r}_1}{\left[\tilde{r}_1^T \cdot M \cdot \tilde{r}_1 \right]^{1/2}} \quad (3)$$

Kolejne wektory Ritza są wyliczane rekursywnie. Przyjmuje się, że iloczyn macierzy mas M przez poprzedni wektor to obciążenie i rekurencyjna formuła z której wylicza się \tilde{r}_s przyjmuje postać:

$$K \cdot \tilde{r}_s = M \cdot r_{s-1} \quad (4)$$

Następnie wykorzystuje się metodę ortogonalizacji Grama-Schmidta, aby zapewnić liniową niezależność wektorów. Kolejne wektory Ritza są więc ortogonalizowane względem masy w stosunku do wszystkich poprzednich wektorów.

$$\tilde{r}_s = \tilde{r}_s - \sum_{i=1}^{s-1} (r_i^T \cdot M \cdot \tilde{r}_s) \cdot r_i \quad (5)$$

Dodatkowo każdy kolejny wyznaczony wektor jest normalizowany względem masy według zależności (3). Jak już napisano analityczne wyznaczenie wektorów Ritza wymaga znajomości struktury układu oraz wektora obciążenia. Aby praktycznie wykorzystać wektory Ritza w diagnostyce niezbędne jest ich pozyskiwanie z danych eksploatacyjnych. W literaturze opisano dwie takie metody:

- metoda wykorzystująca model modalny i macierz widmowych funkcji przejścia [4],
- metoda oparta na modelu w przestrzeni stanu [6].

2.1. Wyznaczanie wektorów Ritza w oparciu o model modalny i macierz widmowych funkcji przejścia

Metoda wyznaczania wektorów Ritza bazująca na macierzy podatności dynamicznej została opracowana przez Sohn'a i Law'a [4]. Macierz podatności G pozyskiwana jest na drodze pomiarowej w eksperymencie modalnym. Możliwa jest też synteza odpowiednich charakterystyk na podstawie zidentyfikowanego modelu modalnego. Jeżeli wektory modalne modelu są znormalizowane względem masy ($V^T \cdot M \cdot V = I$) to macierz podatności można wyznaczyć w następujący sposób:

$$G = V \cdot \Omega^{-1} \cdot V^T \quad (6)$$

gdzie: V – macierz wektorów modalnych, Ω – macierz wartości własnych.

W większości wypadków podczas eksperymentu modalnego identyfikuje się tylko kilka pierwszych wektorów modalnych, dlatego też macierz podatności podzielono na część modalną G_m i resztową G_r będącą wynikiem wpływu niezidentyfikowanych wyższych postaci drgań własnych. Wpływ wyższych postaci drgań własnych na przebieg charakterystyk podatności dynamicznej zawiera się w przedziale od 3 do 10 % i jest zaniedbywalny dla większości zastosowań, jednakże przy wyznaczaniu wektorów Ritza należy go uwzględnić. Część macierzy podatności będącą wynikiem wzbudzenia wyższych postaci otrzymuje się wyznaczając funkcję $R(\omega)$, przy zastosowaniu pomiarowej macierzy widmowych funkcji przejścia H :

$$R(\omega) = H(\omega) + \omega^2 \cdot V_m (\Omega_m - \omega^2 \cdot I)^{-1} V_m^T = -G_r \cdot \omega^2 \quad (7)$$

Sumując wyznaczoną funkcję po zbiorze częstotliwości otrzymano resztową część macierzy podatności:

$$G_r = - \sum_{\omega \in \text{zakres}} \frac{R(\omega)}{\omega^2} \quad (8)$$

Pełna macierz podatności dynamicznej G jest sumą części modalnej G_m (wyznaczanej ze wzoru (6)) i części resztowej G_r . Posiadając w ten sposób wyznaczoną macierz podatności, przestrzenny wektor obciążenia f oraz macierz mas M można wyznaczyć pierwszy wektor Ritza:

$$\tilde{r}_1 = G \cdot f \quad (9)$$

Następnie wektor jest normalizowany względem masy zgodnie ze wzorem (3). Kolejne wektory podobnie jak w przypadku analitycznym wyznacza się rekursywnie korzystając z zależności:

$$\tilde{r}_s = G \cdot M \cdot r_{s-1} \quad (10)$$

Dalej wektory są poddawane ortogonalizacji (5) i normalizacji względem masy (3).

Zaletą metody jest jej duża dokładność w wyznaczaniu wektorów, wynikająca z uwzględnienia wyższych postaci drgań. Poważne ograniczenie jej stosowalności stanowi fakt, że wymaga ona znajomości analitycznej macierzy mas układu, która dla złożonych struktur jest trudna do wyznaczenia.

2.2. Wyznaczanie wektorów Ritza w oparciu o równania stanu

Inną metodę wyznaczania wektorów Ritza z danych eksploatacyjnych zaproponowali Cao i Zimmerman [6]. Metoda bazuje na przekształceniu równania ruchu układu w układ równań stanu:

$$\dot{x} = A \cdot x + B \cdot u \quad (11)$$

gdzie:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1} \cdot K & -M^{-1} \cdot D \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1} f \end{bmatrix}, \quad x = \begin{Bmatrix} z \\ \dot{z} \end{Bmatrix}$$

Odpowiedź układu $y(t)$ jest mierzona w m punktach pomiarowych i powiązana z wektorem stanu x równaniem:

$$y = C \cdot x + D \cdot u \quad (12)$$

Dowodzono, że istnieje nieskończenie wiele modeli stanu opisujących dany układ. Z danych eksperymentalnych można wyznaczyć macierze modelu przestrzeni stanu A , B , C stosując dobrze znany algorytm identyfikacyjny ERA (ang. Eigensystem Realisation Algorithm) [1]. W algorytmie tym na podstawie pomiarowej macierzy widmowych funkcji przejścia zestawia się blokową macierz Hankela zawierającą impulsowe

odpowiedzi układu. Macierz Hankela jest ważonym iloczynem macierzy sterowalności i obserwowalności układu. Poprzez wykreślanie odpowiednich wierszy i kolumn wyznacza się macierze modelu w przestrzeni stanu w formie dyskretnej. W kolejnym kroku należy przekształcić dyskretny model stanu na postać ciągłą korzystając z zależności:

$$A = \frac{\ln A_d}{\Delta t}, \quad B = (A_d - I)^{-1} \cdot A^{-1} \cdot B_d, \quad C = C_d \quad (13)$$

Mając zestawione macierze ciągłego modelu stanu można wyznaczyć wektory Ritza. Pierwszy wektor \tilde{x}_1 stanowi statyczne ugięcie i jest wyznaczany ze wzoru:

$$A \cdot \tilde{x}_1 = -B \quad (14)$$

Macierz wyjść B zawiera informację na temat przestrzennego wektora obciążeń f . Następnie wyliczony wektor jest normalizowany:

$$x_1 = \frac{\tilde{x}_1}{\left[\tilde{x}_1^T \cdot \tilde{x}_1 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (15)$$

Kolejne wektory są wyliczane z zależności rekursywnej:

$$A \cdot \bar{x}_s = x_{s-1} \quad (16)$$

podobnie jak w przypadku wektorów wyliczanych w sposób analityczny liniowa niezależność uzyskiwana jest przez ortogonalizację każdego wektora w stosunku do wszystkich poprzednich:

$$\tilde{x}_s = \bar{x}_s - \sum_{i=1}^{s-1} (x_i^T \cdot \bar{x}_s) \cdot x_i \quad (17)$$

W końcu wyznaczony wektor jest normalizowany zgodnie ze wzorem (15). Wyliczone w ten sposób wektory znajdują się we współrzędnych stanu. Aby przejść do współrzędnych pomiarowych należy zastosować wzór:

$$r_s = C \cdot x_s \quad (18)$$

Ponieważ w procesie ortogonalizacji i normalizacji nie uwzględniono macierzy mas, wektory Ritza uzyskane w ten sposób nie mogą być porównywane z tymi wyznaczonymi w sposób analityczny. Jednakże dzięki takiemu podejściu możliwe jest wyznaczenie wektorów jedynie na podstawie danych eksperymentalnych. Pewną wadę metody stanowi fakt, że w danych pomiarowych poza rzeczywistymi biegunami układu występują jeszcze bieguny związane z szumem pomiarowym. Przed przystąpieniem do obliczania wektorów Ritza powinno się oddzielić mody rzeczywiste od

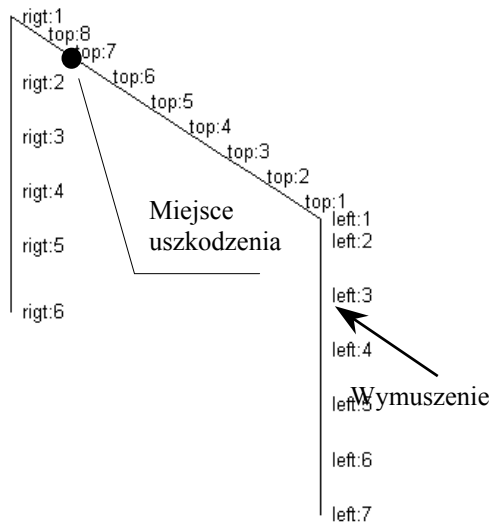
numerycznych, a to wymaga dużego doświadczenia przeprowadzającego eksperyment badacza.

3. EKSPERYMENT WERYFIKACYJNY

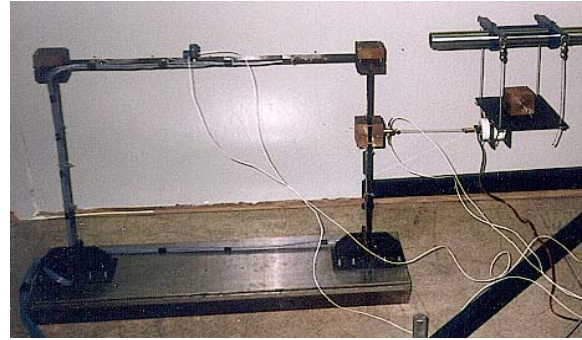
W celu doświadczalnego sprawdzenia przydatności wektorów Ritza do wykrywania uszkodzeń przeprowadzono prosty eksperyment. Do stalowej konstrukcji ramowej jako poprzeczkę zamontowano belkę o przekroju 40 x 10 wykonaną ze stopu aluminium. Cała konstrukcja była następnie wymuszana wzbudnikiem elektrodynamycznym. Podczas eksperymentu mierzono przebiegi czasowe siły wymuszającej oraz przyspieszenia drgań w oznaczonych punktach belki. Przeprowadzono 4 testy – pierwszy na konstrukcji nieuszkodzonej, kolejne przy różnych stopniach uszkodzenia. Uszkodzenie było symulowane poprzez nacinanie belki w jednym z punktów pomiarowych. W kolejnych etapach nacięcie miało głębokość:

- TEST 1 belka nieuszkodzona,
- TEST 2 belka z nacięciem 5 mm (12 % powierzchni przekroju),
- TEST 3 belka z nacięciem 14 mm (35 % powierzchni przekroju),
- TEST 4 belka z nacięciem 20 mm (50 % powierzchni przekroju).

Na rysunku 1 pokazano podział belki na punkty pomiarowe i zaznaczono miejsce wymuszenia i uszkodzenia, na rysunku 2 przedstawiono stanowisko badawcze.



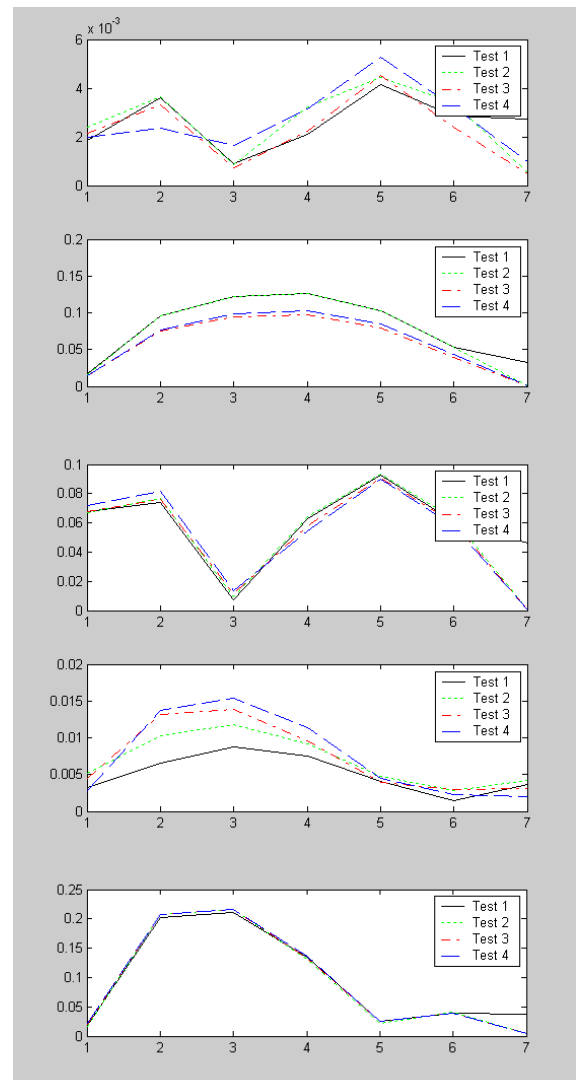
Rys. 1. Schemat obiektu badawczego



Rys. 2. Laboracyjne stanowisko badawcze

Na podstawie zarejestrowanych przebiegów dokonano identyfikacji modeli modalnych układu w kolejnych stadiach uszkodzenia. Pozwoliło to na sprawdzenie skuteczności zastosowania wektorów modalnych do wykrywania uszkodzeń.

Na rysunku 3 porównano kształt 5 pierwszych postaci drgań własnych dla układu w kolejnych fazach uszkodzenia.



Rys. 3. Porównanie wektorów modalnych dla układu w różnym stanie uszkodzenia

Linia ciągłą oznaczono wektor dla układu bez uszkodzenia, a dalej linia kropkowana, kropka-kreska i kreskowana określają kolejne stadia nacięcia belki. Jak widać tylko niektóre wektory modalne takie jak 1 i 4 czule są na zaistniałe uszkodzenie. Dodatkowo dopiero 50 % zmiana przekroju belki powoduje wyraźną różnicę w przebiegach. W tabeli 1 zamieszczono współczynniki MAC policzone dla pierwszych 6 PDW układu nieuszkodzonego w odniesieniu do układów z uszkodzeniem.

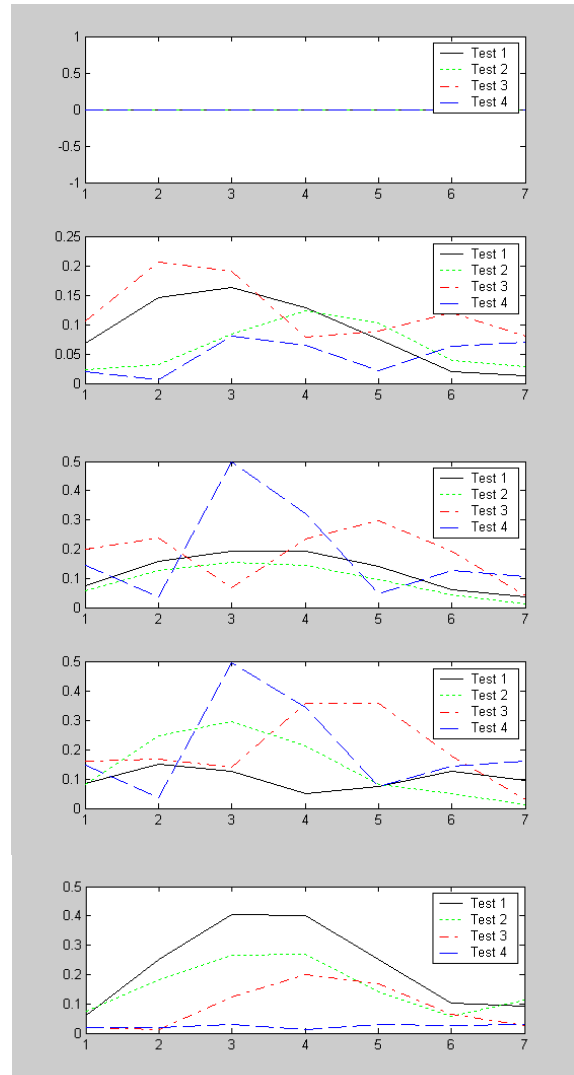
Tab. 1. Zestawienie współczynników MAC dla przeprowadzonych analiz

	PDW 1	PDW 2	PDW 3	PDW 4	PDW 5	PDW 6
T 2	0.71	0.66	0.56	0.64	0.41	0.45
T 3	0.70	0.56	0.51	0.63	0.42	0.34
T 4	0.69	0.56	0.54	0.47	0.42	0.43

Policzenie współczynników MAC znacznie poprawiło detekcję uszkodzenia przy pomocy wektorów modalnych.

W kolejnym kroku wyznaczono wektory Ritza, dla danych zarejestrowanych podczas czterech omawianych testów. Zastosowano metodę estymacji wektorów opartą o model przestrzeni stanu, aby uniknąć konieczności wyznaczenia analitycznej macierzy mas. Dla układu rozważanego w artykule macierz ta jest stosunkowo prosta do wyznaczenia, jednakże dla bardziej złożonych struktur jej rozmiar i postać staje się bardzo złożona. Dlatego też zasadne wydaje się przetestowanie metody, która pozwala bazować jedynie na danych pomiarowych. Do wyliczenia dyskretnych macierzy stanu, sterowań i wyjść wykorzystano algorytm ERA zawarty w przyborniku VIOMA [2]. Następnie przekształcono otrzymane macierze do dziedziny czasu ciągłego i wyliczono pierwszych 5 wektorów Ritza. Na rysunku 4 pokazano porównanie kształtu wyznaczonych wektorów dla układu nieuszkodzonego i uszkodzonego.

Przyjęto analogiczne przypisanie rodzajów linii jak dla wektorów modalnych. Pierwszy wektor Ritza, który stanowi statyczne ugięcie belki ma wartość 0 ponieważ wymuszenie było przykładane poza rozważaną belką (patrz rysunek 2), a więc przestrzenny wektor wymuszenia f ma wartość 0. W przeciwieństwie do wektorów modalnych przy analizie podobieństwa wektorów Ritza widoczna jest wyraźna zmiana kształtu już dla niewielkiego uszkodzenia. Dodatkowo w tabeli 2 zestawiono wartości współczynników MAC dla wektorów Ritza wyliczonych dla konstrukcji uszkodzonej w stosunku do nieuszkodzonej.



Rys. 4. Porównanie wektorów Ritza dla układu w różnym stanie uszkodzenia

Tab. 2. Zestawienie współczynników MAC dla wyliczonych wektorów Ritza

	WR 1	WR 2	WR 3	WR 4	WR 5	WR 6
T 2	0.98	0.69	0.77	0.44	0.34	0.63
T 3	0.99	0.46	0.38	0.18	0.28	0.18
T 4	0.97	0.17	0.15	0.19	0.12	0.14

Wyniki uzyskane zarówno na drodze porównywania wartości współczynników MAC, a nawet subiektywnej oceny badacza, pozwalają wykryć nawet niewielkie uszkodzenie.

4. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE

W artykule podjęto próbę wykazania przydatności wektorów Ritza do diagnostyki konstrukcji. Dokonano krótkiego przeglądu metod detekcji uszkodzeń opartych o analizę zmian modelu modalnego układu. Przedstawiono wektory Ritza

i pokazano trzy metody ich estymacji: analityczną, opartą o macierz podatności dynamicznej i bazującą na modelu przestrzeni stanu obiektu. Do weryfikacji eksperymentalnej wybrano trzeci z przedstawionych algorytmów, który jako jedyny pozwala na estymację wektorów jedynie w oparciu o dane pomiarowe. Pozostałe wymagają wyznaczenia macierzy mas modelu układu co dla złożonych struktur jest trudnym zagadnieniem. Następnie przeprowadzono test weryfikacyjny podczas, którego rejestrowano dane na układzie w kolejnych stadiach uszkodzenia i na podstawie zebranych przebiegów wyznaczono wektory modalne i wektory Ritza. Zastosowanie wektorów modalnych pozwoliło na wykrycie uszkodzenia, jednakże dopiero po zastosowaniu współczynnika MAC. Analiza kształtu wektorów modalnych przy niewielkim uszkodzeniu nie pozwalała na jego wykrycie. Wektory Ritza są dalece bardziej czułe na zmianę struktury obiektu, a więc i na zaistniałe uszkodzenie. Już niewielkie zmiany wywołują znaczące różnice w kształcie wyznaczonych wektorów. Wyniki takie predestynują wektory Ritza jako efektywny symptom pozwalający na wykrycie uszkodzenia w obiekcie.

LITERATURA

- [1]. Uhl T., *Komputerowe wspomaganie identyfikacji modeli konstrukcji*, WNT, Warszawa, 1997.
- [2]. Uhl T., Lisowski W., Kurowski P.: In-Operation modal analysis and its applications, Wydawnictwo AGH, Kraków 2001.
- [3]. 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.
- [4]. Sohn, H., Law, K.H., *Extraction of Ritz Vectors from Vibration Test Data*, Structural Health Monitoring 2000, Stanford University, Palo Alto, CA, 840-850, 2000.
- [5]. Cao T. T., Zimmerman D. C., *Application of load dependent Ritz vectors in structural damage detection*, Proceedings of 15th IMAC, Orlando, pp. 1319-1324, 1997
- [6]. Cao T. T., Zimmerman D. C., *A procedure to extract Ritz vectors from dynamic testing data*, Proceedings of 15th IMAC, Orlando, pp. 1036-1042, 1997
- [7]. Uhl T., Współczesne trendy rozwojowe systemów monitorowania i diagnozowania maszyn, PAK, no.4, 1999.
- [8]. Uhl T., Zastosowanie analizy modalnej w diagnostyce konstrukcji, Zagadnienia Analizy Modalnej Konstrukcji Mechanicznych, str. 277-294, Wydawnictwo KRiDM AGH Kraków, 2003
- [9]. Uhl T., Bogacz M. *Real-time modal analysis and its application for structure diagnostics*, SYSID, 2003.
- [10]. Kawiecki G., *Modal Damping Measurements for Damage Detection*, European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring, Madrid, Spain, 651-658. 2000.
- [11]. Zonta D., Modena C., Bursi O.S., *Analysis of Dispersive Phenomena in Damaged Structures*, European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring, Madrid, Spain, 801-810. 2000.
- [12]. Zak, A., M. Krawczuk, W. Ostachowicz *Vibration of a Laminated Composite Plate with Closing Delamination, Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing Procedures* Proceedings of DAMAS '99, Univ. College, Dublin, Ireland, pp.17-26, 1999
- [13]. Ruotolo R., Surace C. *Damage Detection Using Singular Value Decomposition, Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing Procedures* Proceedings of DAMAS 97, Univ. of Sheffield, UK, pp. 87-96. 1997.
- [14]. Ruotolo R., Surace C., *Damage Assessment of Multi-Cracked Beams Using Combinatorial Optimisation, Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing Procedures*, Proceedings of DAMAS 97, Univ. of Sheffield, UK, pp. 77-86. 1997.
- [15]. Rytter A., Kirkegaard P., *Vibration Based Inspection Using Neural Networks, Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing, Procedures* Proceedings of DAMAS 97, Univ. of Sheffield, UK, pp. 97-108. 1997.
- [16]. Mares C., Ruotolo R., Surace C., *Using Transmissibility Data to Assess Structural Damage*, Damage Assessment of Structures, Proceedings of the International Conference on Damage Assessment of Structures (DAMAS 99), Dublin, Ireland, 236-245. 1999.
- [17]. Bernal D., *Extracting Flexibility Matrices from State-Space Realizations*, European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring, Madrid, Spain, 127-135. 2000.
- [18]. Reich G. W., Park K.C., *Experimental Applications of a Structural Health Monitoring Methodology, Smart Structures and Materials 2000: Smart Systems for Bridges, Structures, and Highways*, Proceedings of SPIE, Vol. 3988, Newport Beach, CA, pp. 143-153. 2000.
- [19]. Topole K., *Damage Evaluation via Flexibility Formulation*, Smart Systems for Bridges, Structures, and Highways, Proceedings of SPIE, Vol. 3043, pp. 145-154. 2000.
- [20]. Williams E.J., Messina A., *Applications of the Multiple Damage Location Assurance Criterion*, Proceedings of the International Conference on Damage Assessment of Structures (DAMAS 99), Dublin, Ireland, 256-264. 1999.

- [21]. Fritzen C.P., Bohle K., *Parameter Selection Strategies in Model-Based Damage Detection*, Structural Health Monitoring 2000, Stanford University, Palo Alto, CA, 901-911. 2000.
- [22]. Yang S.M., Lee G.S., *Effects of Modeling Error on Structure Damage Diagnosis by Two-Stage Optimization*, Structural Health Monitoring 2000, Stanford University, Palo Alto, CA, 871-880. 1999.
- [23]. Bodeux J.B., Golinval J.C., *ARMAV Model Technique for System Identification and Damage Detection*, European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring, Madrid, Spain, 303-312. 2000.
- [24]. Sakellariou J.S., Fassois S.D., *Parametric Output Error Based Identification and Fault Detection in Structures Under Earthquake Excitation*, European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring, Madrid, Spain, 323-322. 2000.
- [25]. Ahmadian H., Mottershead J.E., Friswell M.I., *Substructure Modes for Damage Detection*, *Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing Procedures* Proceedings of DAMAS '97, Univ. of Sheffield, UK, pp. 257-268. 1997.
- [26]. Ettouney M., Daddazio R., Hapij A., Aly A., *Health Monitoring of Complex Structures, Smart Structures and Materials 1999: Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies*, Proceedings of SPIE, Vol. 3326, pp. 368- 379. 1999.
- [27]. Zhang L., Quiong W., Link M., *A Structural Damage Identification Approach Based on Element Modal Strain Energy*, Proceedings of ISMA23, Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium. 2000.
- [28]. Kurowski P., Iwaniec J., Pieczara J., Uhl T., *An application of genetic algorithms for modal damping updating*, Proceedings of ISMA 2004, Leuven, Belgium, pp. 178 – 190, 2004.
- [29]. Uhl T., Bogacz M., *Real time modal analysis and its application for damage detection*, *Zagadnienia Eksploatacji Maszyn*, nr 3, 2003

Prof. dr hab. inż. Tadeusz UHL

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



Dr inż. Krzysztof MENDROK

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



NUMERYCZNE MODELOWANIE ROBOCZYCH CYKLI KONSTRUKCJI W WARUNKACH KOROZYJNYCH

Waldemar DUDDA

Katedra Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn, UWM w Olsztynie
ul. Oczapowskiego 11, 10-719 Olsztyn, dudda@uwm.edu.pl

Streszczenie

Opracowanie dotyczy analitycznych i numerycznych narzędzi deterministycznej oceny zachowania się konstrukcji pracujących w ekstremalnych warunkach, znajdujących się pod wpływem wieloparametrowych i/lub cyklicznych obciążeń mechanicznych, termicznych i chemicznych. Poszczególne elementy konstrukcji ulegają plastycznej i korozyjnej degradacji oraz dysypują energię, na którą składają się wkłady od nieodwracalnych zjawisk typu praca na odkształceniach niesprężystych. Trwałość konstrukcji i jej elementów oceniana jest za pomocą kryterium energetycznego. W pracy główny nacisk został położony na zamodelowanie i numeryczne zaimplementowanie zjawisk degradacyjnych, takich jak cykliczna plastyczność, wywołana obciążeniami mechanicznymi i termicznymi, korozja naprężeniowa, korozja elektrochemiczna i korozja niskocykliczna.

Słowa kluczowe: obciążenie cykliczne, degradacja korozyjna, kryterium energetyczne

NUMERICAL MODELING OF CONSTRUCTION WORK CYCLES UNDER CORROSION DEGRADATION

Summary

Supplement of analytical and numerical tools of deterministic evaluation of working structure behavior in extreme conditions, which are under multiparameter and/or cyclic mechanical, thermal and chemical loads, is the aim of the dissertation. Particular structure units go under plastic and corrosion degradation and they dissipate energy, which consists of irreversible effect contributions, like a work on the inelastic strains. The structure and its units' lifetime is estimated according to energy criterion. Dissertation emphasizes the modeling and numerical implementation of degradation effects, such as cyclic plasticity, generated by mechanical and thermal loads, stress corrosion, electrochemical corrosion and low-cyclic corrosion.

Keywords: cyclic load, corrosion degradation

1. WPROWADZENIE

Eksploatacja urządzeń przemysłowych prowadzi do przekroczenia stanów sprężystych, na które konstrukcje są projektowane, i pojawienia się różnych form degradacji materiału nośnego, wśród których plastyczność, pełzanie, termiczne zmęczenie i korozja są najniebezpieczniejsze. W pracy rozważa się możliwość oceny zachowania się konstrukcji z wykorzystaniem numerycznego modelowania cykli eksploatacyjnych [1, 2]. Tego typu badania rozwijają nową dziedzinę zwaną „kombinowany shakedown” rozszerzoną o mody degradacji materiału typu korozja (naprężeniowa, elektrochemiczna, niskocykliczna) i zniszczenie. Nowoczesny przemysł stawia wymóg wysokiej dyspozycyjności urządzeń oraz żąda określenia dla nich wiarygodnych prognoz odnośnie dalszej eksploatacji, stąd porównywanie wyników uzyskanych w trakcie diagnostyki urządzeń z danymi otrzymanymi z numerycznych symulacji

cykli roboczych może mieć duże znaczenie praktyczne zwłaszcza tam, gdzie nie istnieją probabilistyczne sposoby szacowania trwałości resztkowej.

Nadzór Techniczny stawia pytania o ile obniżyć poziom obciążenia, aby urządzenie mogło bezpiecznie przepracować do czasu dekapitalizacji albo jak długo urządzenie czy konstrukcja może jeszcze pracować, mimo że jego elementy uległy wyżej wymienianej eksploatacyjnej degradacji. Odpowiedź na tego rodzaju pytanie nie może być dana wyłącznie na podstawie statystycznych szacunków teorii niezawodności, bowiem musi uwzględniać specyficzne zagrożenia konkretnej konstrukcji posiadającej własną historię eksploatacji. Jednakże wykorzystując aktualne dane diagnostyczne do symulacji kolejnych cykli roboczych, można wysuwać coraz to wiarygodniejsze prognozy odnośnie dalszej eksploatacji.

2. MODELE DEGRADACJI KOROZYJNEJ

Korozja zachodząca na powierzchni elementu konstrukcji prowadzi w efekcie do zmniejszenia powierzchni nośnej elementu – proces ten złożony z cyklicznym termomechanicznym obciążaniem konstrukcji w zakresie plastycznym może powodować wielokrotnie większą degradację aniżeli prosta suma wpływów korozji i plastyczności. W pracy analizuje się trzy postaci korozji [3]:

- korozję naprężeniową:

$$\dot{d}_{SC} = C_{SC} |\sigma_{eff} - \sigma_{gr}|^n e^{(T-T_0)/B} \quad (1)$$

- korozję elektrochemiczną i gazową wysoko-temperaturową

$$\dot{d}_{HC} = \hat{C}_{HC} (T/T_0)^\kappa |\nabla T|^m \quad (2)$$

- nisko-cykliczne zmęczenie korozyjne

$$\dot{d}_{LC} = C_{LC} N^\mu (\Delta \varepsilon_{eff})^b e^{(T-T_0)/B_1} \quad (3)$$

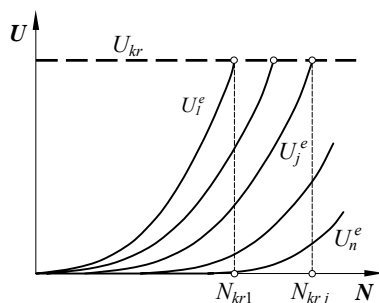
W powyższych wzorach d oznacza ubytek grubości w [mm], T temperaturę, N ilość cykli, $\Delta \varepsilon_{eff}$ zakres intensywności naprężeń, σ_{gr} naprężenie graniczne, poniżej którego nie występuje korozja naprężeniowa, $\Delta \varepsilon_{eff}$ zakres intensywności odkształceń, zaś C_{SC} , n , B , C_{HC} , κ , m , C_{LC} , μ , b , B_1 są stałymi modelu kalibrowanymi na jednowymiarowych eksperymentach. Ostateczny ubytek grubości oblicza się jako sumę $d = d_{SC} + d_{HC} + d_{LC}$.

3. ENERGETYCZNE KRYTERIUM DEGRADACJI KONSTRUKCJI

Podstawę kryterium energetycznego stanowi jednostkowa energia nieodwracalnie rozproszona (dysypowana) w materiale w czasie zmiennego obciążenia aż do zniszczenia elementu. Energię dysypowaną przez element w trakcie cyklicznych zmian obciążenia opisano następującą zależnością

$$U^e = \frac{1}{V} \sum_{i=1}^{k \cdot N} \Delta W_i \quad (4)$$

gdzie ΔW_i jest przyrostem pracy naprężeń na odkształceniach plastycznych odpowiadającym i -temu przyrostowi obciążenia, N licząc cyklów zmian obciążenia, k ilością przyrostów obciążenia w cyklu, V objętością elementu.



Rys. 1. Energia krytyczna, krytyczne liczby cykli

Kryterium energetyczne określa, iż element ulega zniszczeniu w chwili, gdy energia jednostkowa dysypowana w tym elemencie osiągnie wartość energii krytycznej U_{kr} (rys. 1). Stąd warunek zniszczenia j -tego elementu można zapisać następująco

$$U_{kr} - U_j^e = 0 \quad (5)$$

Odpowiadająca temu warunkowi liczba cykli N_{krj} oznacza liczbę cykli do zniszczenia j -tego elementu. Dysponując okresami T_i poszczególnych cykli, można również określić czas t_{krj} do zniszczenia j -tego elementu. Energię krytyczną przyjęto za równoważną właściwej granicznej energii U odkształcenia przy statycznym rozciąganiu [4].

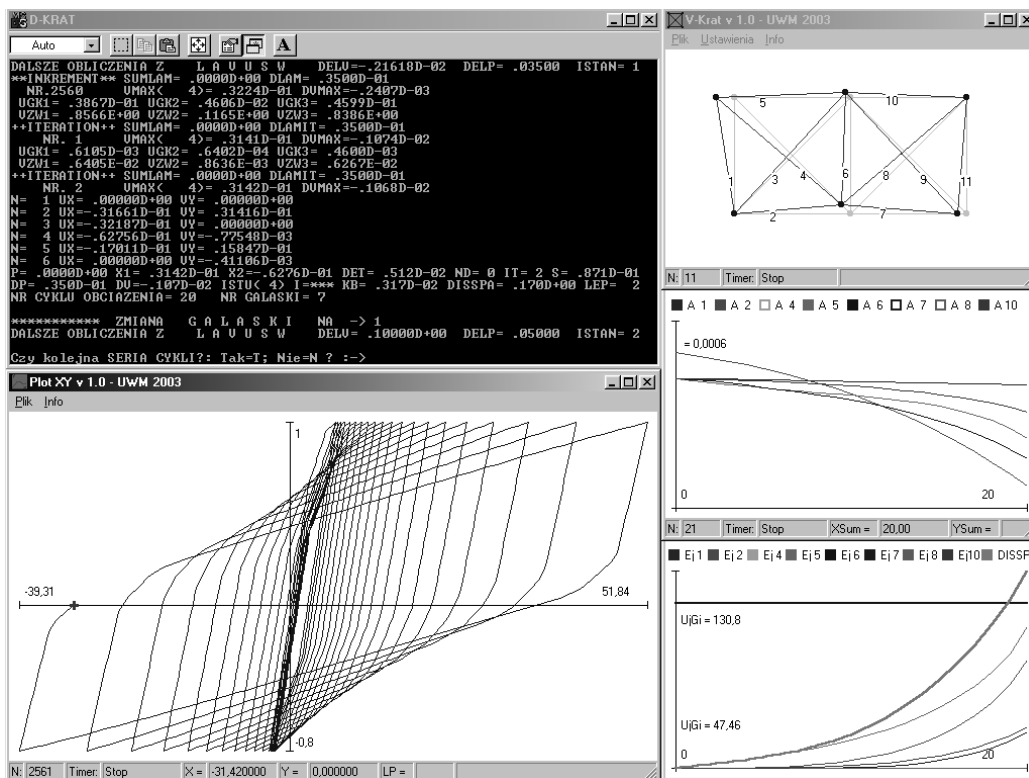
Inną wielkością mogącą charakteryzować stan konstrukcji, jest całkowita ilość energii nieodwracalnie w niej rozproszonej. Dla konstrukcji składających się z n elementów (np. konstrukcje kratowe) globalną określono jako sumę energii poszczególnych jej elementów:

$$U^C = \sum_{i=1}^{k \cdot N} \sum_{j=1}^n \Delta W_{ij} \quad (6)$$

Powyższy zapis nie oznacza tu wielkości tensorowej, a W_{ij} oznacza przyrost pracy naprężeń na odkształceniach plastycznych j -tego elementu, odpowiadający i -temu przyrostowi obciążenia. Jeżeli możliwa jest redystrybucja obciążenia, przenoszonego przez ulegający degradacji element, na pozostałe elementy konstrukcji, to zniszczenie tego elementu nie musi oznaczać utraty trwałości konstrukcji w sensie globalnym. Może to prowadzić do szybszej utraty nośności pozostałych elementów lub do uzdrowienia konstrukcji jako całości. Znane są przypadki, gdzie elementy (np. odlewane lub po obróbce cieplnej) pękały przy niewielkim obciążeniu zewnętrznym w miejscach kumulacji naprężeń własnych, a po „rozładowaniu” spiętrzenia naprężeń pęknięcie nie powiększało się, nawet podczas dalszej normalnej eksploatacji. Stąd globalne kryterium energetyczne sprowadza się do obserwacji przyrostu energii dysypowanej przez konstrukcję z cyklu na cykl, a to z kolei pozwala ocenić wrażliwość konstrukcji na program obciążeń.

4. APLIKACJE NUMERYCZNE

Kod numeryczny D-KRAT został zbudowany na bazie biblioteki Mini-Mod zawierającej procedury solwera MES, opracowanej przez *Chróścielewskiego* i *Branickiego* [5]. W kodzie tym zaimplementowano opracowane modele zjawisk fizycznych takich jak korozja naprężeniowa, elektrochemiczna, gazowa oraz korozyjne zużycie niskocykliczne. Ponadto dołączono moduł, pozwalający uwzględnić wpływ obciążenia termicznego na własności fizyczne i mechaniczne materiału oraz wyznaczający odkształcenia termiczne. Wprowadzono również model cyklicznego umocnienia/osłabienia materiału. Zamodelowane tu zjawiska są na ogół nieliniowe, stąd w zakresie śledzenia nieliniowych ścieżek



Rys. 2. Śledzenie ścieżki równowagi, dysypacji energii, degradacji przekrojów poszczególnych elementów i odkształceń konstrukcji w trakcie cyklicznych zmian obciążenia

obciążenia, używana jest technika numeryczna opracowana przez *Chróścielewskiego* [6]. W trakcie symulacji numerycznej cyklicznego obciążenia konstrukcji mamy możliwość pełnego śledzenia ścieżki równowagi, odkształceń konstrukcji, rozkładu energii dysypowanej i degradacji czynnego przekroju dla poszczególnych jej elementów (rys. 2).

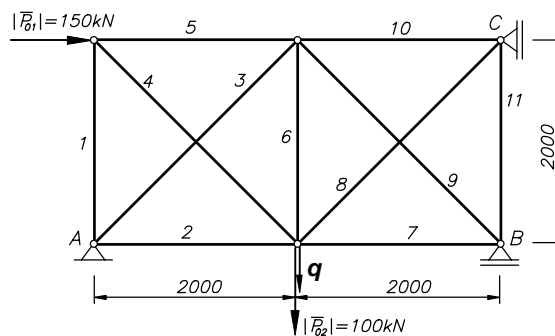
4. WPLYW KOROZJI NA SZYBKOŚĆ DEGRADACJI

Niniejsza część pracy ma na celu określenie liczby cykli zmian obciążenia konstrukcji do momentu uszkodzenia jednego z jej elementów w zależności od stopnia agresywności środowiska korozyjnego. Zgodnie z podanym kryterium energetycznym (5), za moment wystąpienia uszkodzenia przyjęto cykl, w którym jednostkowa energia dysypowana przez dowolny element konstrukcji przekroczy wartość graniczną określoną zależnością *Broniewskiego* [7]

$$U = 0,0025(3R_m + R_e) A_{10} \quad (7)$$

Jako model konstrukcji przyjęto jedenastoelementową kratownicę przedstawioną na rys. 4 [8]. Pola przekroju poprzecznego elementów – pręt nr 2 – 6 cm²; pręt nr 11 – 4 cm²; pozostałe pręty – 5 cm². Założono stałe materiałowe: $E=2,1 \cdot 10^5$ MPa, $E_T=1 \cdot 10^4$ MPa, $R_e=200$ MPa, $R_m=500$ MPa. Konstrukcje poddano cyklicznemu obciążeniu jedno-parametrowemu, przy czym parametr obciążenia λ zmieniano w zakresie

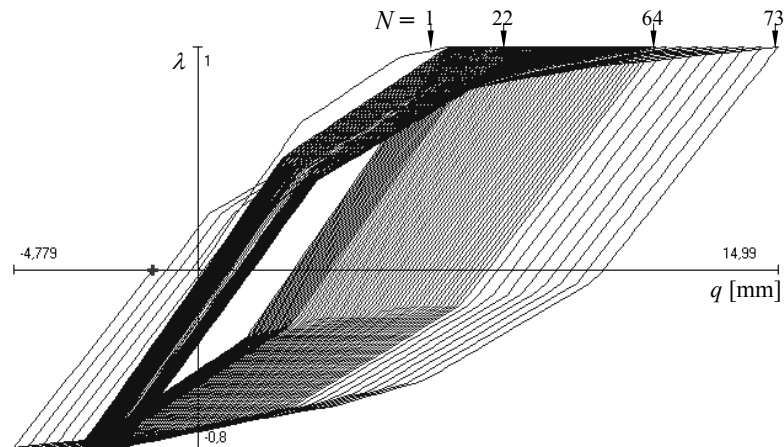
$1,0 \div -0,8$; czas odniesienia $t_0=100$ h, temperatura $T=20^\circ\text{C}$. W kolejnych **seriach obliczeń** zwiększano prędkość korozji, przyjmując coraz to większe wartości stałych C_{SC} , C_{HC} i C_{LC} , odpowiedzialnych za intensywność poszczególnych typów korozji. Pozostałe parametry modeli korozji były następujące: $n=1$, $\sigma_{gr}=150$ MPa, $\vartheta=1$, $\mu=1,6$, $b=1$, dla korozyjnego zużycia nisko-cyklicznego uwzględniono zakres odkształceń całkowitych. W kolejnych cyklach obciążenia śledzono ścieżkę równowagi tzn. relację pomiędzy przemieszczeniem



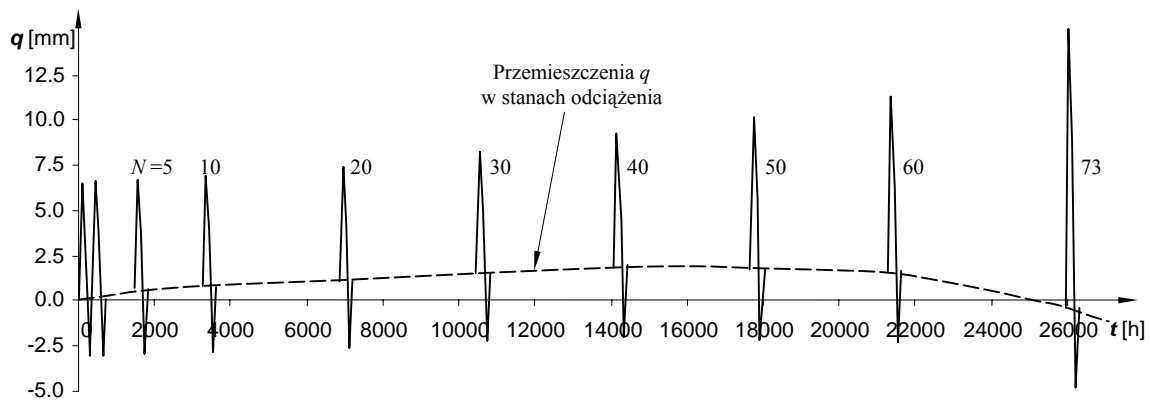
Rys. 3. Geometria konstrukcji

q (rys. 3) i parametrem λ , przyrosty energii dysypowanej, zmianę pól przekrojów wybranych prętów oraz zmianę geometrii konstrukcji w kolejnych przyrostach obciążenia. Wyniki przedstawiono poniżej w postaci wykresów i rysunków.

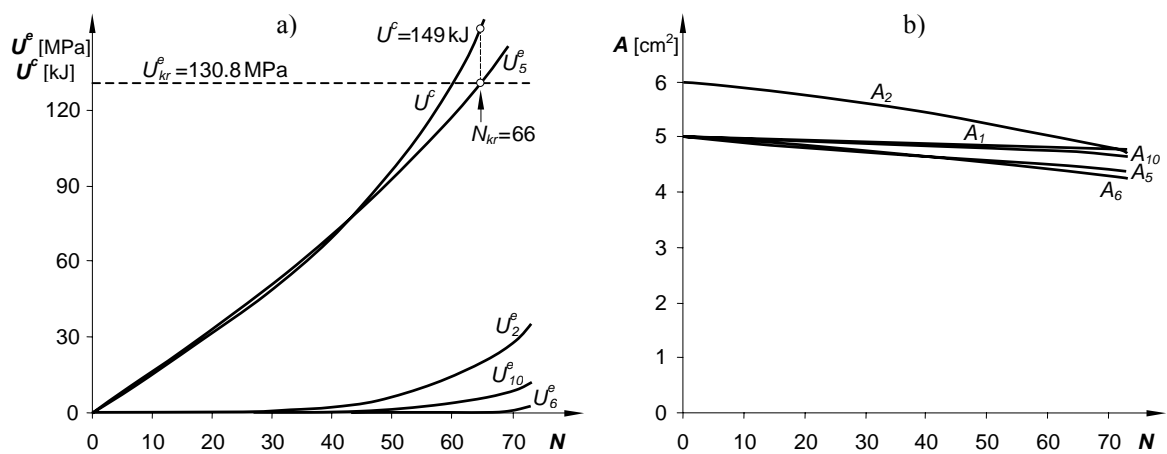
4.1. Wyniki obliczenia przy stałych modeli korozji: $C_{SC} = 2 \cdot 10^{-6}$, $C_{HC} = 1 \cdot 10^{-5}$, $C_{LC} = 1 \cdot 10^{-6}$



Rys. 4. Relacja między przemieszczeniem q a parametrem λ w kolejnych cyklach obciążenia N



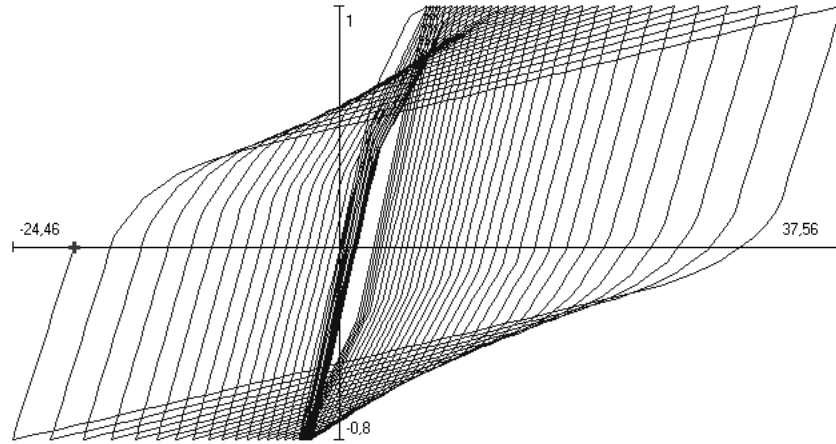
Rys. 5. Widma przemieszczenia q w czasie t dla wybranych cykli obciążenia



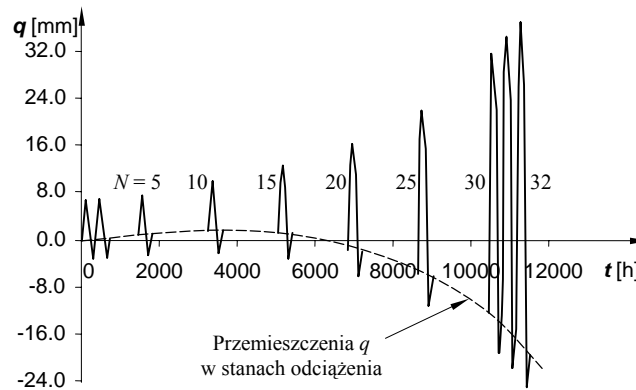
Rys. 6. Energie dysypowane – jednostkowe U^e i całkowita U^c (a) oraz zmiany przekrojów prętów (b) w zależności od liczby cykli N

4.2. Wyniki obliczenia przy stałych modeli

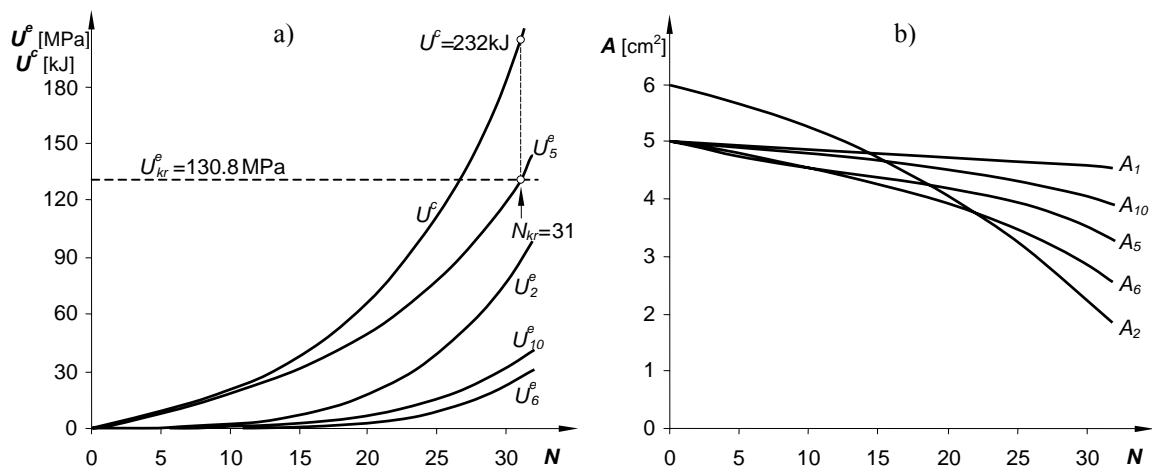
korozji: $C_{SC} = 2 \cdot 10^{-5}$, $C_{HC} = 4,6 \cdot 10^{-5}$, $C_{LC} = 3,5 \cdot 10^{-6}$



Rys. 7. Relacja między przemieszczeniem q a parametrem λ w kolejnych cyklach obciążenia N



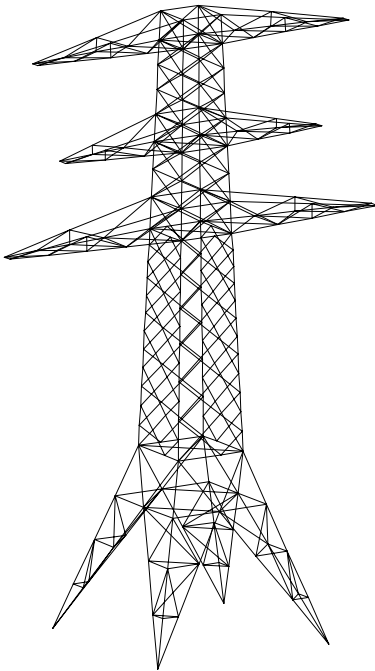
Rys. 8. Widma przemieszczenia q w czasie t dla wybranych cykli obciążenia



Rys. 9. Energie dysypowane – jednostkowe U^e i całkowita U^c (a) oraz zmiany przekrojów prętów (b) w zależności od liczby cykli N

5. PODSUMOWANIE

Przytoczone przykładowe wyniki symulacji numerycznych oraz ich analiza pokazują, że wykorzystując zaawansowane narzędzia numerycznej mechaniki, można budować modele zezwalające na symulację stanu referencyjnego, zmieniającego się w trakcie cyklicznych obciążeń konstrukcji. Natomiast uzyskane dane mogą być wykorzystywane w diagnostyce obiektów rzeczywistych. Obecnie ze względu na możliwości obliczeniowe maszyn cyfrowych, taka analiza w czasie rzeczywistym jest możliwa dla konstrukcji dyskretyzowanych kilku tysiącami stopniami swobody. Nie jest wykluczone, że dalszy rozwój metod numerycznych i techniki komputerowej pozwoli analizować konstrukcje dyskretyzowane nawet za pomocą 10-40 milionów stopni swobody, co pozwoliłoby na symulację urządzeń jako całości, a nie tylko wybranych jej elementów. W przypadku konstrukcji wieloelementowych takich jak np. kratownica pokazana na rys. 10, można użyć analizy



Rys. 10. Przykład rzeczywistej konstrukcji kratowej – słup energetyczny wysokiego napięcia [9]

mieszanej 1D/3D – obliczając pręty w modelach 1D zaś niektóre krytyczne połączenia w modelach 3D.

Oczywiście dokładność opisu zachowania się rzeczywistych urządzeń i konstrukcji zależeć będzie nie tylko od kalibracji stałych modeli matematycznych, lecz przede wszystkim od tego, jak wiele zjawisk wpływających na zachowanie konstrukcji zostanie w tych modelach ujętych. Należy przy tym nadmienić, że zjawiska jak np. plastyczność, pełzanie, kruche pękanie, korozja naprężeniowa, zmęczenie nisko- i wysokocykliczne, reologia czy zmiękczenie są nieliniowe

a niektóre z nich mają charakter nieustalony. Natomiast zjawiska typu: praca na odkształceniach niesprężystych, praca naprężeń lepkich, energia chemiczna korozji indukowanej naprężeniowo itd. są nieodwracalne.

LITERATURA

- [1] Dudda W., Badur J., Chróścielewski J.: *Weryfikacja metody obliczeń konstrukcji kratowej obciążonej w zakresie sprężysto-plastycznym*. Gdańsk, Archiwum IMPPAN nr 151/2000, 2000.
- [2] Dudda W., Badur J.: *Ocena żywotności konstrukcji przy użyciu numerycznych metod mechaniki*. Olsztyn, Wydawnictwo UWM, 2001, str. 109-119.
- [3] Dudda W., Badur J.: *Numeryczna analiza adaptacji sprężysto-plastycznej konstrukcji w warunkach zniszczenia wysokotemperaturową korozją*. Zeszyty Naukowe Politechniki Białostockiej nr 24/2001, str. 145-152.
- [4] Kocańda S., Szala J.: *Podstawy obliczeń zmęczeniowych*. Warszawa, WNT, 1997.
- [5] Chróścielewski J., Branicki Cz.: *MINIMOD – Pakiet podprogramów wspomagający badanie zagadnień nieliniowych*. Materiały IX Konf. Metody Komputerowe w Mechanice. Kraków-Rytko 1989, tom 1, str. 131-138.
- [6] Chróścielewski J.: *Rodzina elementów skończonych klasy C^0 w nieliniowej sześcioparametrowej teorii powłok*. Zeszyty naukowe Politechniki Gdańskiej - Nr 540, praca hab., Gdańsk 1996.
- [7] Katarzyński S., Kocańda S., Zakrzewski M.: *Badanie własności mechanicznych metali*. Wyd. 3, Warszawa, WNT, 1969.
- [8] Kleiber M., Kotula W., Saran M.: *Numerical analysis of dynamic quasi-bifurcation*. Eng. Comput. Vol. 4, March 1987, str. 48-52.
- [9] Dudda W., Nałęcz T. J., Pelc J.: *Komputerowe wspomaganie projektowania i obliczenia wielkich konstrukcji kratowych*. Materiały Konferencji „Mechanika 97”, Gdańsk, 1997.



Dr inż. Waldemar Dudda (ur. 1965). Absolwent Wydziału Mechanicznego Akademii Rolniczo Technicznej w Olsztynie (1993). Stopień doktora uzyskał na Wydziale Inżynierii Lądowej Politechniki Gdańskiej (2003). Autor 6 artykułów dotyczących oceny

zachowania się konstrukcji pracujących w ekstremalnych warunkach, znajdujących się pod wpływem wieloparametrowych i/lub cyklicznych obciążeń mechanicznych, termicznych i chemicznych.

STANOWISKO LABORATORYJNE DO BADANIA ZJAWISKA KAWITACJI METODĄ WIBROAKUSTYCZNĄ

Wojciech SOBIESKI

UNIWERSYTET WARMIŃSKO-MAZURSKI, Wydział Nauk Technicznych,
Katedra Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn, 10-736 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11

Streszczenie

W artykule przedstawiony jest schemat budowy stanowiska do badania zjawiska kawitacji w oparciu o metodę wibroakustyczną. Jest to jedna z najczęściej stosowanych metod wykrywania kawitacji oraz oceny jej intensywności w różnego typu układach przepływowych. Metoda ta stosowana jest również w diagnostyce maszyn przepływowych oraz w układach pomiarowo-kontrolnych ze sprzężeniem zwrotnym. Artykuł obejmuje wprowadzenie do analizy wibroakustycznej; schemat stanowiska (ze szczególnym uwzględnieniem komory kawitacyjnej i wzbudnika kawitacji) oraz opis systemu pomiaru i analizy danych. Przedstawione w pracy stanowisko posiada wzbudnik kawitacji umieszczony w przezroczystej komorze kawitacyjnej, co umożliwi równoległe przetwarzanie sygnału audio (mikrofon, hydrofon lub przetwornik piezoelektryczny) i wideo (kamera cyfrowa). Takie podejście - w mniemaniu autora - umożliwi dokładniejsze przetestowanie czułości proponowanego stanowiska oraz oszacowanie przydatności zastosowanych rozwiązań do zagadnień praktycznych. Ostatecznym celem, prowadzonych w tym zakresie badań, jest opracowanie bezinwazyjnego systemu wykrywania i oceny stopnia intensywności zjawiska kawitacji w wybranych układach przepływowych, przy możliwie minimalnych kosztach wykonania. Z tego też względu autor przedstawia również propozycję użycia oprogramowania "Open Source" (lub innego oprogramowania darmowego) do analizy i przetwarzania otrzymywanych sygnałów. Drugim, nie mniej ważnym zastosowaniem opisywanego stanowiska, będzie możliwość przeprowadzania doświadczeń na potrzeby numerycznych modeli symulacyjnych przepływów z kawitacją, co również stanowi obszar zainteresowań autora.

Słowa kluczowe: mechanika płynów, kawitacja.

VIBROACOUSTIC ANALYSIS OF CAVITATION FLOWS

Summary

The paper presents a design of a stand for testing cavitation by the vibroacoustic method, which is one of the most commonly applied methods for detecting cavitation and estimating its intensity in various types of fluid-flow systems. It is also employed in the diagnostics of fluid-flow machines, and in measuring and feedback control systems. The paper includes: an introduction to vibroacoustic analysis, a design of a cavitation testing stand (paying particular attention to a cavitation chamber and inducer), and a description of a system of data measurement and analysis. The test stand is equipped with a cavitation inducer placed in a transparent cavitation chamber, which enables simultaneous processing of audio (a microphone, hydrophone or piezoelectric transducer) and video (a digital camera) signals. This approach allows to test the stand sensitivity and determine the practical applicability of the solutions proposed. The ultimate goal of the studies is to develop a non-invasive system of cavitation detection and estimation of its intensity in selected fluid-flow systems, at minimal costs. The author suggests to use the "Open Source" software (or other software offered free of charge) for signal analysis and processing. The test stand can be also used for performing experiments with numerical simulation models of cavitation flows.

Keywords: mechanics of fluids, cavitation.

1. WPROWADZENIE

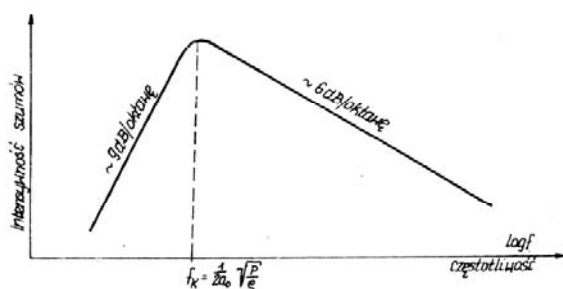
Metody wibroakustyczne polegają przede wszystkim na pomiarze ciśnienia akustycznego w powietrzu i w cieczy przy pomocy mikrofonów i hydrofonów oraz układu wzmacniającego, wskazującego ciśnienie

akustyczne w decybelach. Bardziej szczegółowa ocena pomiaru hałasu polega na przeprowadzeniu analizy widmowej dźwięku [7]. Niektórzy badacze (Ross [3]) uważają, że moc akustyczna źródła kawitacji jest proporcjonalna do ciśnienia dezintegracji i objętościowej prędkości tworzenia się

pęcherzy kawitacyjnych. Widmo szumów (drgań) kawitacyjnych ma zaś charakter szerokopasmowy z częstotliwością maksimum równą:

$$f_k = \frac{1}{2a_0} \sqrt{\frac{P}{\rho}} \quad (1)$$

gdzie: a_0 – promień pęcherzyka w chwili dezintegracji, P – ciśnienie dezintegracji, ρ – gęstość cieczy.



Rys. 1. Kształt widma szumów kawitacyjnych [3]

W zależności od rozmiarów pęcherzyków widmo to ma swoje maksimum w granicach kilku do kilkunastu kHz, ze spadkiem w kierunku niskich częstotliwości rzędu 9 dB na oktawę i w stronę wysokich rzędu 6 dB na oktawę (rys. 1). Znaczące jest to, że widmo kawitacyjne jest bardzo szerokie i może zakłócać lub całkowicie maskować inne sygnały wibroakustyczne i symptomy zużywania się maszyn. Przykładowo dla maksimum widma w okolicy 15 kHz, oddziaływanie kawitacji zauważalne jest zarówno w zakresie 30 kHz jak i kilku herców [3].

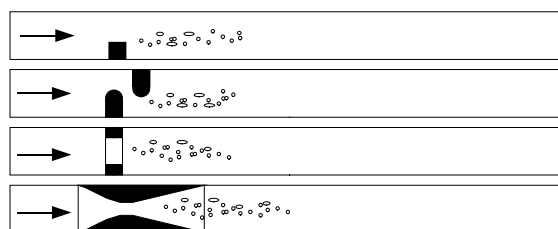
2. ELEMENTY STANOWISKA

Stanowisko laboratoryjne do badania zjawiska kawitacji powinno składać się z następujących elementów:

- komory kawitacyjnej ze wzbudnikiem kawitacji (tunel kawitacyjny),
- układu doprowadzania i odprowadzania cieczy,
- układu pomiaru parametrów cieczy,
- systemu wykrywania i monitorowania kawitacji,
- systemu analizy otrzymywanych sygnałów.

Tunel kawitacyjny. Stanowi on podstawową część stanowiska laboratoryjnego i składa się z komory kawitacyjnej oraz wzbudnika kawitacji. Komory tuneli kawitacyjnych mają z reguły przekrój kołowy (np. do badań pędników) lub prostokątny (np. do badań hydroplątów) i są bardzo wydłużone (aby można było obserwować pojawiające się w strefie kawitacji obszary nieciągłości). Z tego samego względu przynajmniej jedna ze ścianek komory jest przezroczysta [9, 12, 17] – przy typowych tunelach kawitacyjnych (na małe ciśnienia) ścianki można budować ze szkła lub pleksy. Wewnątrz komory

kawitacyjnej - w górnej części względem przepływu - umieszczony jest tzw. wzbudnik kawitacji, tzn. element wywołujący taki spadek ciśnienia, aby spowodował on utratę ciągłości cieczy. W podstawowych badaniach kawitacji, a takie są przedmiotem niniejszego artykułu, kawitację wywołuje się poprzez zmniejszenie przekroju komory kawitacyjnej. Z podstawowych własności cieczy wiadomo, że w miejscu przewężenia nastąpi wzrost prędkości i jednoczesny spadek ciśnienia statycznego [8]. Przy odpowiednio dobranych przekrojach komory i przewężenia, na przewężeniu (a właściwie za nim, w obszarze wirów krądziozowych) może pojawić się kawitacja – zależy to jeszcze od parametrów przepływu i zastosowanej cieczy.



Rys. 2. Podstawowe typy wzbudników kawitacji

Na rys. 2. przedstawione zostały podstawowe kształty wzbudników kawitacji stosowanych w tunelach kawitacyjnych. Dwa górne przykłady dotyczą komór o przekroju prostokątnym lub kwadratowym [19], zaś przykłady dolne, komory o przekroju kołowym [6, 9, 13]. Na rysunku zaznaczono również kierunek przepływu oraz obszar tworzenia się nieciągłości.

Układ doprowadzania i odprowadzania cieczy. Zależnie od rozwiązań konstrukcyjnych, tunele kawitacyjne mogą pracować przy całkowitym bądź też częściowym zalaniu. Niezależnie jednak od przypadku, warunkiem działania układu jest ruch oraz odpowiednie parametry termodynamiczne cieczy. Ponieważ kawitacja występuje generalnie w obszarach niskiego ciśnienia, zazwyczaj nie ma potrzeby stosowania w układzie pomp, wystarczy bezpośrednie zasilanie z sieci wodociągowej lub też ze zbiornika umieszczonego ponad komorą kawitacyjną - w takich przypadkach ciecz krąży w obiegu otwartym. Obiegi zamknięte stosuje się rzadziej, głównie w tunelach kawitacyjnych służących do badania pędników okrętowych lub wirników pomp [11] oraz w badaniach cieczy innych niż woda.

Układ doprowadzający wodę do komory kawitacyjnej może być dodatkowo wyposażony w przepływowy podgrzewacz wody. Zastosowanie tego urządzenia pozwala na rozszerzenie możliwości badawczych urządzenia i zwiększenie zakresu możliwych do przeprowadzenia badań.

Układ pomiaru parametrów cieczy. Powszechnie stosowanym wskaźnikiem określającym niebezpieczeństwo wystąpienia kawitacji w obszarze przepływu jest tzw. wyróżnik kawitacji. Wyróżnik ten definiuje się jako [2, 5, 8, 18]:

$$\sigma = \frac{p_{\infty} - p_{\text{nasylenia}}}{\frac{1}{2} \rho v_{\infty}^2} \quad (2)$$

gdzie: ρ – gęstość cieczy, p_{∞} – ciśnienie statyczne cieczy, $p_{\text{nasylenia}}$ – ciśnienie nasycenia cieczy dla danej temperatury, v_{∞} – prędkość cieczy.

Każde stanowisko laboratoryjne, przeznaczone do badania zjawiska kawitacji, powinno umożliwiać obliczenie wyróżnika kawitacji – dlatego też musi ono być wyposażone w następujące mierniki:

- miernik natężenia przepływu – do tego celu zastosować można rotametr lub też miernik ultradźwiękowy. Ważne jest, aby miernik ten znajdował się przed komorą kawitacyjną, gdyż generujące się na wzbudniku kawitacji pęcherze gazowo-parowe mogą zakłócić pomiar – w przypadku rotametru zmieni się gęstość cieczy, w przypadku miernika ultradźwiękowego, wystąpią zakłócenia w odbiciach fal,
- miernik średniego ciśnienia statycznego na poziomie wzbudnika kawitacji – dana ta jest potrzebna do wyznaczenia wyróżnika kawitacji oraz do określenia zakresu ciśnień, przy jakim zjawisko kawitacji występuje,
- czujnik temperatury – ponieważ przepływy z kawitacją uważa się zazwyczaj za izotermiczne, może on być umieszczony w dowolnym punkcie układu. Nie musi też posiadać bardzo wysokiej dokładności (ciśnienie nasycenia określa się na podstawie tablic termodynamicznych, a te tworzone są z dokładnością rzędu jednego Kelwina) ani też szybkości działania.

Dostarczone z mierników informacje o natężeniu przepływu, ciśnieniu i temperaturze, a także znajomość wymiarów geometrycznych układu (średnica komory kawitacyjnej, zwężki oraz przewodu doprowadzającego ciecz do komory) pozwoli na obliczenie wszystkich potrzebnych danych, w tym również wyróżnika kawitacji.

Jeżeli jest to możliwe, pomiary parametrów termodynamicznych powinny odbywać się automatycznie, bezpośrednio do komputera – wymaga to jednak zastosowania specjalnych czujników i kart rozszerzeń, co znacznie podnosi koszty budowy stanowiska.

System wykrywania i monitorowania kawitacji. W przypadku wibroakustycznej analizy zjawiska kawitacji, podstawowym elementem poznawczym jest widmo sygnałów wibroakustycznych generowanych w tunelu kawitacyjnym. Widmo to może być otrzymywane na trzy sposoby:

- poprzez rejestrację wewnątrz komory kawitacyjnej przy pomocy hydrofonu,
- poprzez rejestrację na zewnątrz komory przy zastosowaniu mikrofonu,
- poprzez rejestrację sygnałów wibroakustycznych na sztywnych elementach układu przy użyciu przetwornika piezoelektrycznego.

Jak zostało to przedstawione w poprzednim punkcie artykułu, widmo sygnałów wibroakustycznych waha się w zakresie od kilku Hz do kilkudziesięciu kHz – taki też powinien być minimalny zakres stosowanych czujników. Stanowisko laboratoryjne powinno umożliwiać otrzymywanie sygnałów wszystkimi wymienionymi czujnikami – pozwoli to na oszacowanie wpływu metody pomiaru widma na jego przydatność w analizie zjawiska. Sygnały wibroakustyczne z różnych czujników mogą się ponadto uzupełniać w pewnych zakresach częstotliwości (np. mikrofony zazwyczaj lepiej przenoszą niskie i średnie częstotliwości a przetworniki piezoelektryczne, średnie i wysokie) i poprzez zastosowanie odpowiedniego miksowania, dawać pełniejszy i bardziej rzeczywisty obraz widma.

System analizy otrzymywanych sygnałów. Sygnały wibroakustyczne generowane w czujnikach przesyłane są dalej w postaci elektrycznej i posiadają charakter analogowy. Najlepszym obecnie sposobem dalszego przetwarzania otrzymywanych danych jest przesłanie ich do komputera i analiza przy pomocy odpowiedniego oprogramowania – przy czym możliwe są tutaj trzy przypadki:

- rejestracja danych audio i/lub wideo, a następnie ich analiza na podstawie nagrania,
- analiza danych w czasie rzeczywistym,
- jednoczesna rejestracja i analiza danych.

Wszystkie wymienione powyżej metody oferują porównywalne możliwości analizy sygnału, różnią się jedynie rozwiązaniami informatycznymi. Nie ma też znaczenia, czy każda z tych metod realizowana będzie tym samym programem komputerowym, czy też nie. W przypadku zastosowania jednego lub dwóch czujników, sygnał wibroakustyczny może być przesłany bezpośrednio do komputera przy pomocy typowej karty dźwiękowej (w postaci sygnału mono lub stereo). Przy większej liczbie czujników niezbędne będzie użycie odpowiedniego miksera bądź też bardziej wyspecjalizowanej karty

dźwiękowej. Opcjonalnie, zależnie od rozmieszczenia czujników i długości przewodów połączeniowych, w układzie pomiarowym może być użyty dodatkowy wzmacniacz sygnału.

Ponieważ podstawowym zadaniem stanowiska jest obserwacja sygnału wibroakustycznego pochodzącego z czujników, konieczne jest zastosowanie oprogramowania umożliwiającego to zadanie – musi ono spełniać następujące wymagania:

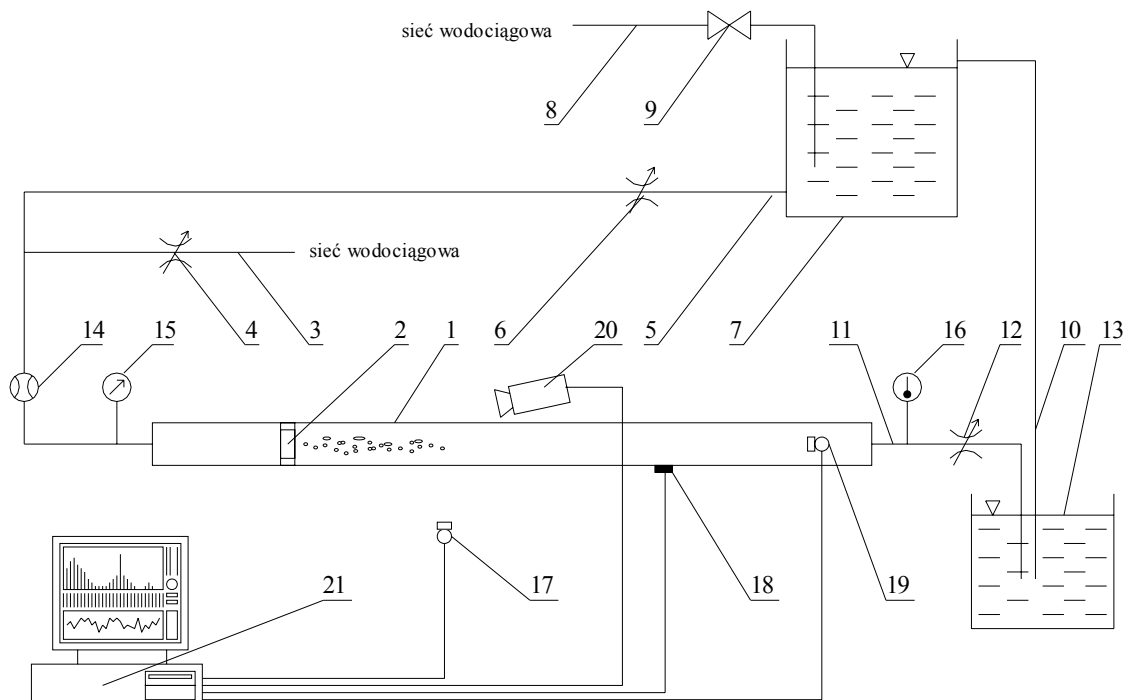
- czułość i zakres analizatora widma powinna być co najmniej taka sama jak zastosowanych czujników,
- analizator powinien umożliwiać śledzenie widma w postaci graficznej w całym zakresie częstotliwości lub w wybranym jego fragmencie,
- analizator powinien mieć możliwość zapisu widma dźwięku w postaci numerycznej w wybranych chwilach czasowych, w celu ewentualnej dalszej obróbki,
- analizator powinien umożliwiać zatrzymywanie (oraz zapisanie) przebiegu widma w dowolnej chwili czasowej,
- analizator powinien umożliwiać regulację podstawowych parametrów sygnału (wybór źródła dźwięku, głośność, wybór kanału, korekcja częstotliwości),
- analizator powinien umożliwiać śledzenie amplitudy sygnału dla wybranych częstotliwości,
- jeżeli w układzie badawczym zastosowany jest również system rejestracji obrazu, analizator

powinien umożliwiać jednoczesną obserwację obu typów sygnału: audio i wideo,

- analizator powinien być wyposażony w moduły automatyzujące obliczenia wyróżnika kawitacji i innych parametrów przepływu.

3. SCHEMAT STANOWISKA

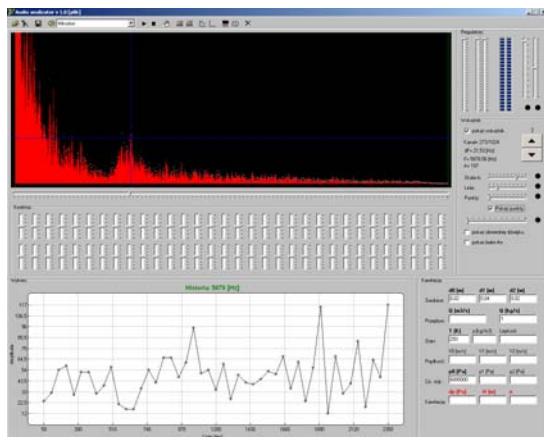
Na rys. 3. przedstawiony został schemat stanowiska do badania zjawiska kawitacji, budowanego obecnie w Katedrze Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn WNT UWM w Olsztynie. Tunel kawitacyjny stanowiska składa się z przezroczystej rury o przekroju okrągłym (1) oraz wzbudnika kawitacji w postaci zwężki (2). W rozważanym przypadku istnieje możliwość ustalenia dowolnego położenia zwężki w komorze kawitacyjnej, a także możliwość wymiany rodzaju zwężki. Tunel kawitacyjny może być zasilany bezpośrednio z sieci wodociągowej (3, 4) lub pośrednio, poprzez dodatkowy zbiornik (5, 6, 7, 8, 9, 10), co daje większe możliwości w sterowaniu parametrami cieczy. Do regulacji prędkości przepływu i stopnia zalania komory kawitacyjnej służą zawory (4) i (6) oraz dławik (12), znajdujący się w układzie odprowadzania wody (11). Po przejściu przez tunel kawitacyjny, woda zbiera się w zbiorniku (13). Do pomiaru parametrów cieczy służą: miernik ciśnienia statycznego w przewodzie doprowadzającym ciecz do komory (15), termometr (16) oraz rotametr (14). Do rejestracji widma akustycznego służy mikrofon (17) i hydrofor (19), widma drgań: przetwornik piezoelektryczny (18), zaś do rejestracji wideo, kamera (20). Wszystkie sygnały audio i wideo są zapisywane i przetwarzane na komputerze (21).



Rys. 3. Schemat stanowiska do badania zjawiska kawitacji metodami wibroakustycznymi

4. PROGRAM KOMPUTEROWY.

Podstawą analizy wibroakustycznej jest określenie zależności pomiędzy częstotliwościami dźwięków a ich natężeniem, czyli tzw. spektrum [1, 4, 5, 14, 15, 16]. Aby je uzyskać, komputer zbierający dane z czujników musi zostać wyposażony w odpowiednie oprogramowanie – w przypadku omawianego stanowiska badawczego jest to oprogramowanie autorskie, napisane w języku Object Pascal z użyciem biblioteki BASS [10]. Biblioteka ta przeznaczona jest do przetwarzania strumieni audio pochodzących z dowolnego źródła (plik z nagraniem, sterownik urządzenia). Procedury zawarte w bibliotece BASS umożliwiają zamianę sygnału analogowego na postać dyskretną, za pomocą szybkiej transformaty Fouriera: jako wynik działania uzyskuje się dwuwymiarową tablicę zawierającą natężenie dźwięku dla poszczególnych częstotliwości. Oprócz wizualizacji widma, program umożliwia również obliczanie wyróżnika kawitacyjnego.



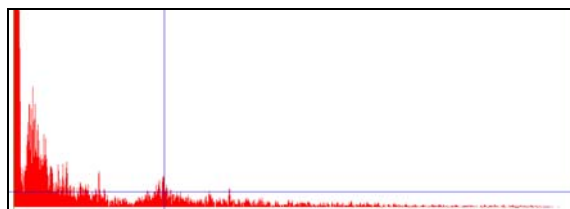
Rys. 4. Interfejs programu

5. ANALIZA SYGNAŁU.

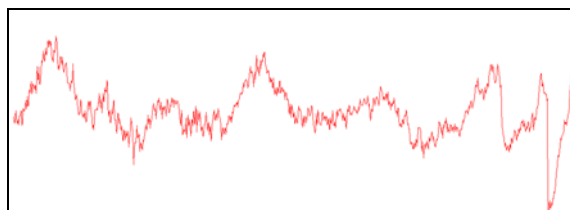
Niezależnie od źródła dźwięku i obiektu badań, podstawowym problemem występującym podczas analizy wibroakustycznej jest określenie wpływu zjawiska na charakter widma - aby to określić należy dysponować odpowiednim materiałem porównawczym. W przypadku badań kawitacji będą to nagrania audio z kawitacją lub bez, przy możliwie największej zgodności innych parametrów przepływu. Porównanie widma dźwięku z obu przypadków umożliwi określenie zakresu zmian. Przy odpowiednio dużej liczbie materiału badawczego możliwe będzie – według mniemania autora – uogólnienie zachowań widma i opracowanie techniki wykrywania kawitacji tylko na podstawie widma wibroakustycznego. Porównanie zmian w sygnale wibroakustycznym, zachodzących podczas wystąpienia kawitacji może odbywać się poprzez (poniższe przykłady dotyczą hałasu generowanego przez pędnik statku nawodnego [20]):

- obserwację widma wibroakustycznego (rys. 5),
- obserwację kształtu fali dźwiękowej (rys. 6),
- obserwację zmian amplitudy dla wybranych częstotliwości (rys. 7),
- obserwację obwiedni dźwięku (rys 8).

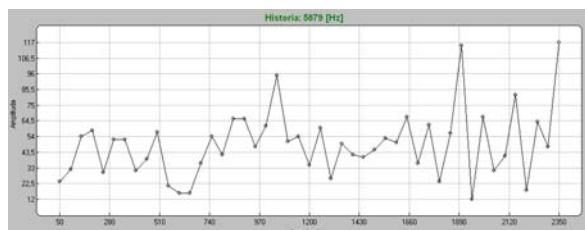
Porównania te mogą odbywać się w wybranych chwilach czasowych, lub też mogą dotyczyć wartości uśrednionych w dłuższych przedziałach czasowych. Według przypuszczeń autora, wartości uśrednione będą lepiej oddawać ogólne tendencje zmian i mogą stanowić materiał wyjściowy do opracowania systemu automatycznego wnioskowania. Opracowanie odpowiedniego modelu oraz jego implementacja w programie komputerowym mogłoby zostać wykorzystane do budowy inteligentnego systemu, reagującego - regulującego parametry przepływu - w przypadku pojawienia się kawitacji.



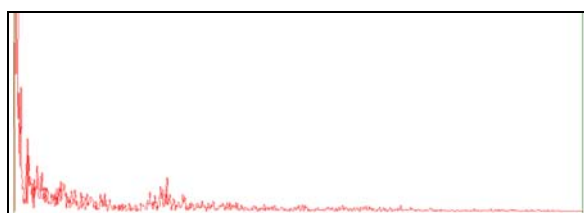
Rys. 5. Widmo akustyczne



Rys. 6. Kształt fali akustycznej



Rys. 7. Wykres zmian amplitudy w czasie, dla częstotliwości 5879 Hz



Rys. 8. Obwiednia dźwięku

6. PODSUMOWANIE.

Przedstawione w artykule stanowisko laboratoryjne posiada znaczny potencjał i może być wykorzystane do badania zjawiska kawitacji na wiele różnych sposobów. Podobnie jest z opracowywanym przez autora programem komputerowym – możliwy obszar jego zastosowań wykracza bowiem znacznie poza tematykę badań kawitacji i może posłużyć również innym badaniom, które opierają się na analizie widma dźwięku lub drgań. Niskie koszty wykonania systemu analizy widma stanowią jego niewątpliwą atut i mogą zachęcać do zastosowania go w praktyce. Należy jednak podkreślić, że przedstawione w niniejszej pracy propozycje stanowią dopiero materiał przygotowawczy do głównych badań nad zjawiskiem kawitacji.

LITERATURA

Książki i artykuły:

- Bajic B.: *Methods for vibro-acoustic diagnostics of turbine cavitation*. Journal of hydraulic research, vol. 41, 2003, no. 1.
- Brennen Ch. *Cavitation And Bubble Dynamics*: <http://caltechbook.library.caltech.edu/archive/0000001/00/content.htm>, Oxford University Press 1995, 1-04-2004.
- Cempel Cz.: *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn*. PWN, Warszawa, 1989.
- Fahrad M., Bourdon P.: *Extending repair intervals of hydro turbines by mitigating cavitation erosion*. CEA Electricity '98 Conference & Exposition, Toronto, April 27-29, 1998.
- Lohrberg H., Stoffel B.: *Intelligent maintenance management fo pumps. Pump users international forum*. Karlsruhe 10-12, October 2000.
- Oike M., Tokumasu T., Kamijo K.: *Observation of Helium Two-Phase Flows in a Pipe*. CAV2001: session A*.002.
- Sobieski W.: *Modelowanie zjawisk mieszania i kawitacji w strumienicach gazowo-cieczowych*. Rozprawa doktorska, Gdańsk 2001.
- Yan Y., Thorpe B.: *Flow regime transitions due to cavitation in the flow trough an orifice*. Multiphase Flow Vol. 16, NO. 6, pp. 1023-1045, 1990.

Materiały internetowe:

- Acoustic Technique to Detect Cavitation Near Prosthetic Heart Valves: <http://www.fda.gov/cdrh/ost/rpt97/OST1997AR69.HTML>, 2-04-2004.
- BASS Library Home: <http://www.un4seen.com/>, 1-04-2004.
- Cavitation: http://www.cehipar.es/English/pagina_n4.htm, 2-04-2004.
- Cavitation and multiphase flows: <http://www.centrospazio.cpr.it/cavit/cavitation.html>, 2-04-2004.
- Cavitation bubble dynamics: <http://www.fivestartech.com/cfctech/cfcbubbl.htm>, 16-03-2004.
- Diagnostyka wibroakustyczna maszyn: <http://www.wircom.pl/wibrodiagno.htm>, 2-04-2004.
- Detecting Cavitation in Centrifugal Pumps: <http://www.bently.com/articles/2Q00jensen.asp>, 11-03-2004.
- Hydraulic & Aerodynamic Forces: <http://www.vibanalysis.co.uk/vibanalysis/flow/flow.html>, 2-04-2004.
- Introduction to Cavitation, Arndt R.: <http://www.ce.umn.edu/classes/spring04/ce3502/ic.pdf>, 1-04-2004.
- The Engineering Tool Box: http://www.engineeringtoolbox.com/21_584.html, 1-04-2004.
- The EPFL-LMH Speed Cavitation Tunnel: <http://lmhwww.epfl.ch/Facilities/CavitationTunnel/CavitationTunnel.html>, 16-03-2004.
- The masking of beluga whale delphinapterus leucas vocalizations by icebreaker noise: <http://pulson.seos.uvic.ca/people/erbe/research.html>, 2-04-2004.



Dr inż. Wojciech SOBIESKI (ur. 1972) – absolwent Wydziału Mechanicznego byłej Akademii Rolniczo-Technicznej w Olsztynie, tytuł doktora uzyskał w 2002 r. w Instytucie Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku. Obecnie pracuje jako adiunkt w Katedrze Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn na Uniwersytecie Warmińsko-Mazurskim w Olsztynie. Głównie zainteresowania autora obejmują możliwości stosowania technik programistycznych w praktyce inżynierskiej – szczególnie w odniesieniu do mechaniki płynów. Autor prowadził badania w zakresie numerycznego modelowania przepływów z kawitacją, przepływów z bifurkacjami oraz przepływów przez urządzenia strumienicowe.

WŁASNOŚCI KINETOSTATYCZNE I DYNAMICZNE TYPOWEGO ŁOŻYSKA TURBINOWEGO

Wojciech MIAŠKOWSKI

Uniwersytet Warmiński – Mazurski w Olsztynie

ul. Oczapowskiego 11/132 10-900 Olsztyn 5, fax. (89) 5233255, email: wojmek@uwm.edu.pl

Jan KICIŃSKI

Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku, email: kic@imp.gda.pl

Streszczenie

Przedmiotem badań jest przednie łożysko generatora wchodzącego w skład turbozespołu 13K215 o mocy 200 MW. Turbozespół 13K215 jest typową jednostką energetyczną stosowaną w krajowej energetyce. Węzły łożyskowe łączące część niskoprężną z generatorem wpływają szczególnie silnie na właściwości kinetostatyczne i dynamiczne całej maszyny. Zachodzi, zatem konieczność stworzenia szybkiej i prostej metody określania własności takich łożysk. Analizę przeprowadzono dla układu wirnik-łożyska z uwzględnieniem wpływ kieszeni lewarowych, w zakresie prędkości obrotowych wirnika od 300 obr/min do 3300 obr/min. Uwzględnienie podczas analizy wpływu kieszeni lewarowych daje sposobność opracowania algorytmu doboru właściwego ciśnienia lewarowego, momentu wyłączenia tego ciśnienia oraz określenia optymalnego rozmieszczenia kieszeni lewarowych. Są to niezwykle cenne wskazówki eksploatacyjne i konstrukcyjne.

Słowa kluczowe: dynamika maszyny, teoria smarowania, łożysko ślizgowe, łożyska ślizgowe ze smarowaniem hybrydowym, turbozespół.

PROPERTIES OF THE STEADY-STATE ANALYSIS AND DYNAMICS OF TYPICAL TURBINE BEARING

Summary

The journal bearing, as a part of a large 200 MW turboset, is the subject of research. 13K215 turboset is a typical power engineering unit applied in the domestic power industry. Bearing pairs, which join a low pressure part with generator, have particularly strong influence on the dynamic force analysis and dynamics of whole machine. Therefore, creation of quick and simple method of characteristics' determination for such bearings is essential. The analysis has been conducted for rotor-bearing system with considering the influence of siphon pockets, in the rotor rotational speed range from 300 r.p.m. to 3300 r.p.m. The consideration of siphon pockets during analysis, gives a possibility to formulate an algorithm for the selection the specific siphon pressure, shut off moment of this pressure and determination of the optimum siphon pockets arrangement. These are unusually valuable exploital and constructional indications.

Keywords: machine dynamic, lubrication theory, slide bearing, slide bearings with hybrid lubrication, turboset.

1. WSTĘP

W dobie szybko rozwijającej się techniki obliczeniowej możliwe staje się budowanie złożonych modeli teoretycznych, co pozwala na bardziej adekwatną ocenę rzeczywistych własności analizowanych obiektów.

Celem pracy jest analiza własności kinetostatycznych i dynamicznych wielkogabarytowego poprzecznego łożyska ślizgowego ze smarowaniem hybrydowym, stosowanego w maszynach energetycznych dużej mocy, a także opracowanie odpowiednich narzędzi badawczych niezbędnych do realizacji celu.

Analizę przeprowadzono w zakresie prędkości obrotowych $n = 300 \div 3300$ obr/min przy stałym obciążeniu wynikającym z ciężaru wirnika.

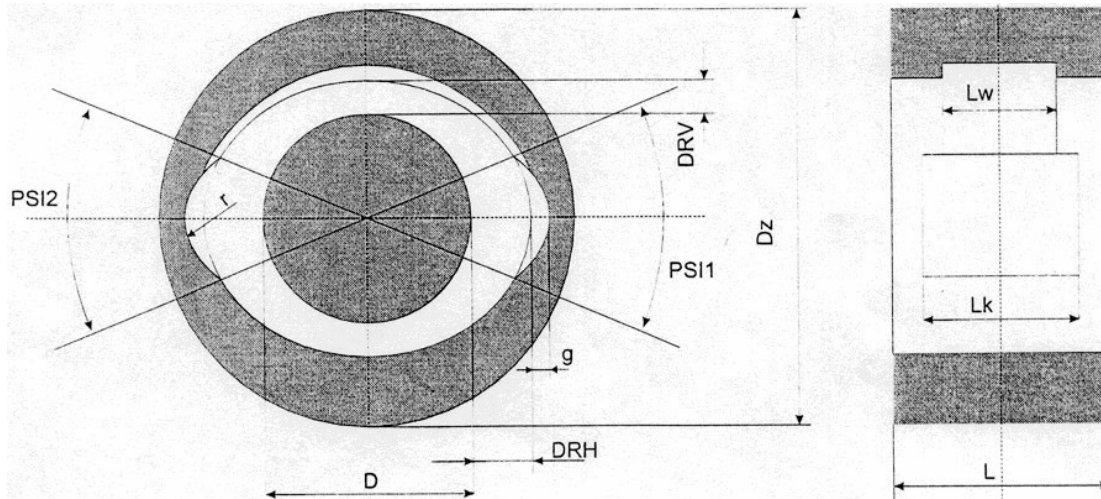
Do tej pory, analiza łożysk ze smarowaniem hybrydowym [6] była prowadzona z pominięciem wpływu, jaki lewary wywierają na własności łożysk. Nieuwzględnienie tego faktu jest dość istotne, ponieważ nie tylko wpływ lewarowania podczas rozruchu i wybiegu maszyn jest znaczący, ale samo istnienie kieszeni lewarowych zaburza tworzenie się klina smarnego.

Zaproponowany sposób analizy umożliwia uzyskanie w szybki i prosty sposób niezbędnych informacji o własnościach takiego łożyska, co może mieć praktyczne zastosowanie zarówno na etapie projektowania jak również podczas eksploatacji dużych maszyn.

2. PRZEDMIOT BADAŃ

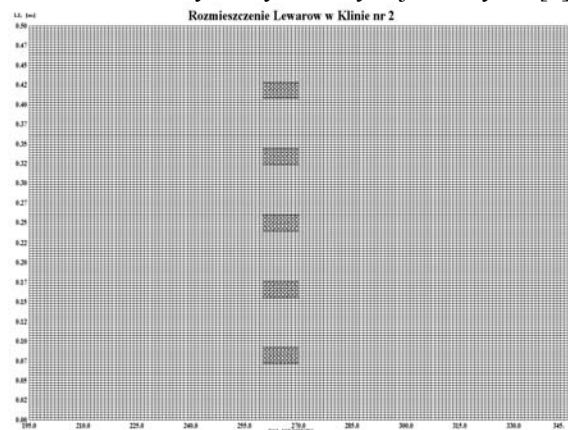
Przedmiot badań stanowi przednie łożysko generatora turbozespołu 13K215 o mocy 200 MW. Jest to typowa jednostka energetyczna stosowana w naszym kraju. Węzły łożyskowe, leżące pomiędzy częścią niskoprężną i generatorem, szczególnie wpływają na własności kinetostaticzne i dynamiczne całej maszyny.

Badane łożysko (rys.1) posiada dwie kieszenie smarne, średnicę czopa $D=0.4$ m, szerokość panwi $L=0.5$ m oraz luz soczewkowy o wskaźniku spłaszczenia $CVH=0.548$.



Rys. 1. Schemat łożyska generatora (łożysko z luzem soczewkowym)

Łożysko w swej dolnej panwi posiada pięć kieszeni lewarowych usytuowanych jak na rys.2. [2]



Rys. 2. Schemat rozmieszczenia kieszeni lewarowych w półpanwi dolnej

Jest to model cieplny łożyska ślizgowego uwzględniający wymianę ciepła między filmem

Badanie wpływu na charakterystyki łożyska tak usytuowanych kieszeni lewarowych (rozwiązanie typowe w krajowej energetyce) oraz wpływu ciśnienia lewarowego stanowi główną treść niniejszego opracowania. Literatura przedmiotu nie podaje wystarczających informacji na temat hybrydowego smarowania łożysk. Z drugiej strony konkretne zapytania przedstawicieli przemysłu stanowiły inspirację do podjęcia tego rodzaju badań w kraju.

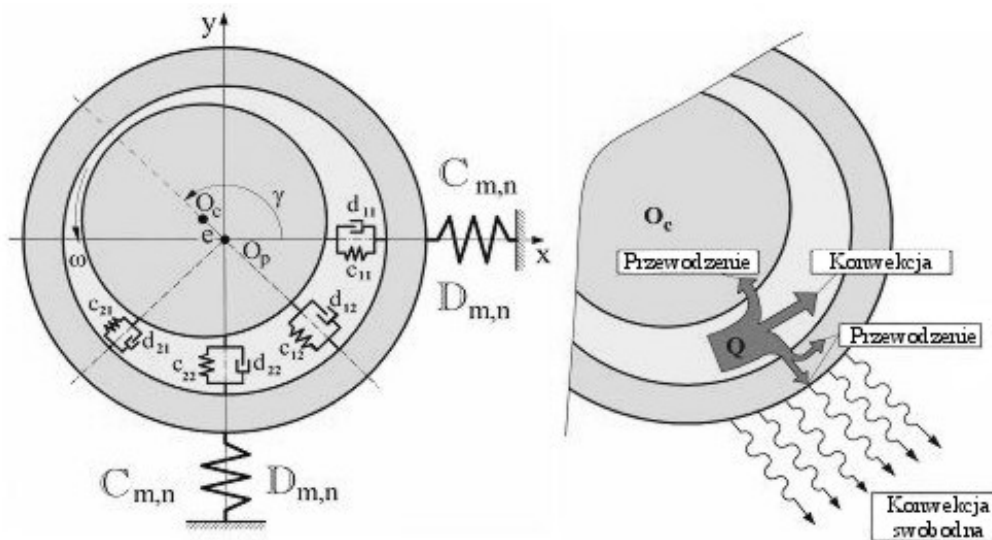
3. METODOLOGIA BADAŃ

Do opisu tak złożonego układu, niezbędna była budowa odpowiedniego modelu obliczeniowego. Złożony tzw. elastodiatermiczny model (rys.3) został opracowany w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku na podstawie długoletnich doświadczeń.

olejowym, panwią i otoczeniem. Model ten został szczegółowo opisany w monografii [1].

W niniejszej pracy wykorzystano programy komputerowe IZOSLEW i DIATER bazujące na tym modelu. [1], [4], [6]

Cechą charakterystyczną programu IZOSLEW jest możliwość uwzględnienia wpływu kieszeni lewarowych na własności łożyska ślizgowego, co do tej pory nie było czynione w analizie takich łożysk. Tą drogą można wyznaczyć wszystkie kinetostaticzne charakterystyki łożyska, a więc minimalną grubość szczeliny smarnej, moc tarcia, zapotrzebowanie oleju i ciśnienie maksymalne.[6] Charakterystyki dynamiczne, takie jak: granica stabilności, prędkości rezonansowe czy amplitudy drgań wymuszonych, powinny być wyznaczane dla układu wirnik – łożyska, a nie dla samego łożyska. Należy, zatem przyjąć określony model wirnika i zintegrować go z modelem łożyska. Przyjęto tu prosty, jednomasowy model wirnika. Równania opisujące taki wirnik dają się w sposób analityczny powiązać ze współczynnikami sztywności i tłumienia filmu olejowego [1]. W efekcie powstaje



Rys. 3. Elastodiatermiczny model łożyska ślizgowego

układ ze złożonym diatermicznym lub izotermicznym modelem łożyska i prostym modelem wirnika. Stosując prosty model wirnika można przyjąć, że o własnościach dynamicznych takiego układu w głównej mierze decydować będą łożyska ślizgowe. [6]

Pominięto w niniejszej pracy wszelkie równania opisujące tego rodzaju model, gdyż szczegółowo zostały one wyprowadzone i opisane we wcześniej już wspomnianej monografii [1] jak i w wielu innych publikacjach. [3], [5], [7]

Podsumowując tą część rozważań można stwierdzić, że jeżeli badania zostaną skoncentrowane głównie na analizie własności łożysk ślizgowych, to przyjęty model układu wirnik-łożyska wydaje się być wystarczająco dokładny.

4. WYNIKI BADAŃ

Analizę przyjętego łożyska turbinowego przeprowadzono według zaproponowanej metodologii badań za pomocą programów DIATER→IZOSLEW, porównując przypadki uwzględniające ciśnienie lewarowe z przypadkami, w których pomija się wpływ kieszeni lewarowych na właściwości tego łożyska. W całym zakresie analizy przyjęto stałe obciążenie łożyska $P_{sl}=2,5 \cdot 10^5$ N, wynikające z ciężaru wirnika oraz średnią temperaturę oleju wylotowego $T_{wyl}=318$ K stanowiące wynik pomiarów temperatury czopa T_c i oszacowań za pomocą programu DIATER. Można, więc stwierdzić, że analizowane było łożysko dużej maszyny energetycznej pracującej w swych naturalnych warunkach eksploatacyjnych. Ciśnienie lewarowe o wartości 1 MPa było podawane w zakresie prędkości obrotowej $n = 0 \div 700$ obr/min do dolnej części panwi, poprzez pięć kieszeni lewarowych (rys.2).

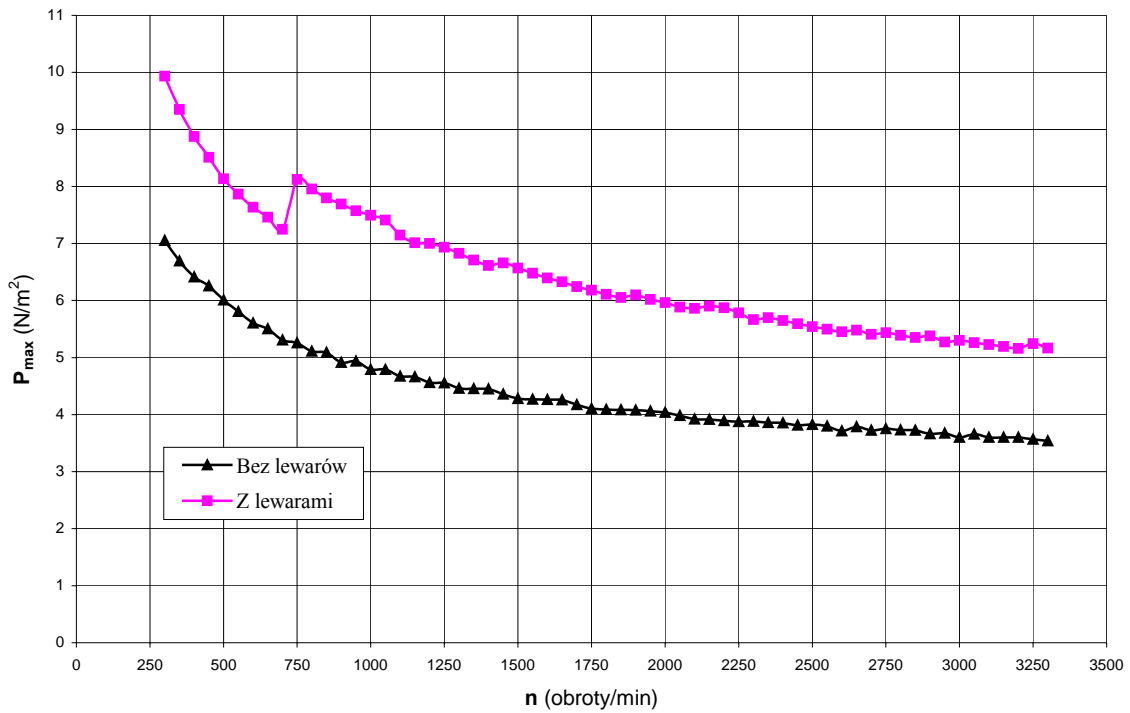
Zaproponowany algorytm obliczeń umożliwia również symulacje prostych defektów, typu: gwałtownej zmiany obciążeń lub parametrów smarowania, uszkodzeń panwi, pozyskiwanie ich symptomów w postaci np.: charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych [3].

Przebieg charakterystyk kinetostatycznych (rys.4 i rys.5) jest typowy dla łożysk tej klasy. Wartość minimalnej szczeliny smarnej $h_{min} = 111 \mu\text{m}$ przy prędkości znamionowej $n_n = 3000$ obr/min można uznać za wystarczającą. Również przy prędkości obrotowej $n = 300$ obr/min (rozruch, wybieg) wartość h_{min} wynosi $\sim 21 \mu\text{m}$ co jest wskaźnikiem zupełnie zadowalającym

Celem analizy drgań wymuszonych przyjęto, że na układ działa siła spowodowana niewyważeniem masy wirnika, przy czym przyjęto stały promień niewyważenia dla wszystkich prędkości obrotowych. Wyniki obliczeń przedstawione zostały na rys.8. Zwraca tu uwagę charakterystyczny rezonans przy $n = 1200$ obr/min. Oznacza to, że w warunkach wybiegu i rozruchu prędkość ta może okazać się niebezpieczna.

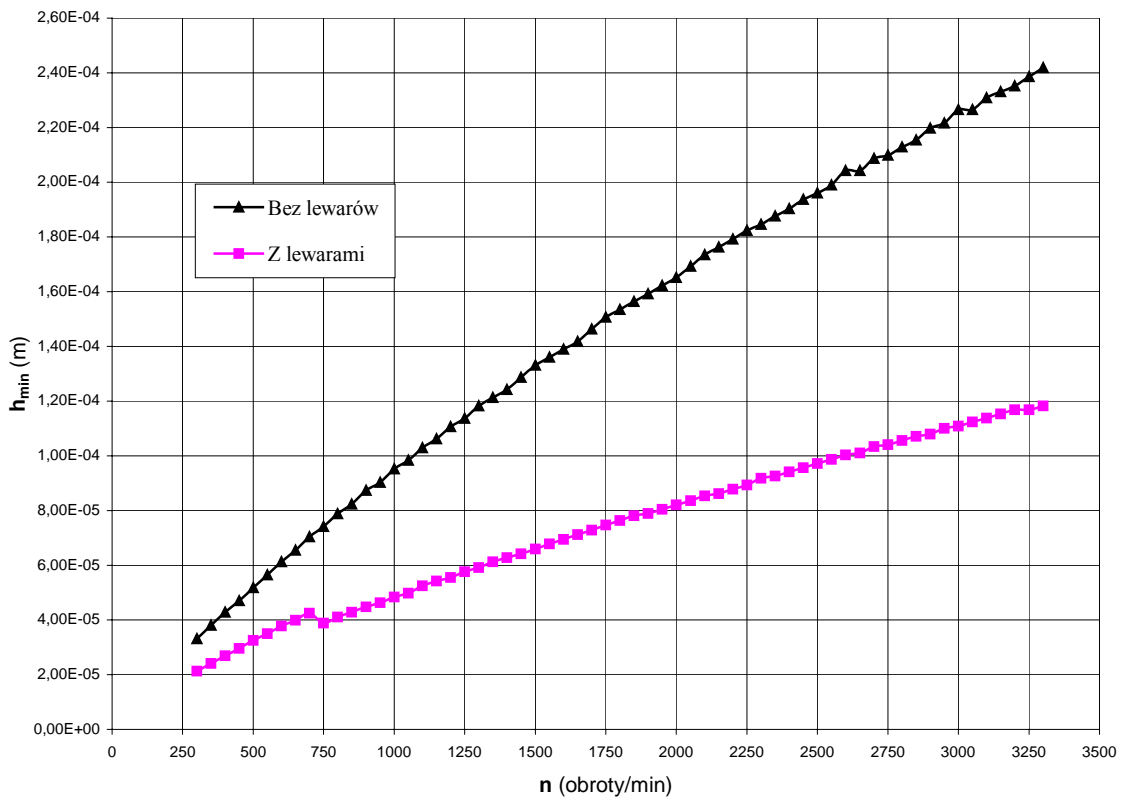
Analiza drgań swobodnych układu dostarcza w głównej mierze informacji na temat granicy stabilnej pracy układu. Układ z jednomasowym, symetrycznym i sztywnym wirnikiem może mieć, co najwyżej dwie formy drgań własnych. Przebiegi krzywych tłumienia pierwszych form częstości drgań, najistotniejszej z punktu widzenia stabilności układu przedstawiono na rys.9. Z rys.9 wynika, że przy obrotach znamionowych układ pracuje stabilnie. Moment, w którym tłumienie pierwszej formy drgań własnych zaczyna przyjmować wartości ujemne nazywa się granicą stabilnej pracy układ ω_{gr} . Przekroczenie granicy stabilności oznaczać może niebezpieczeństwo pojawiania się drgań samowzbudnych, a więc wirów i bicia olejowego.

Maksymalne ciśnienie hydrodynamiczne



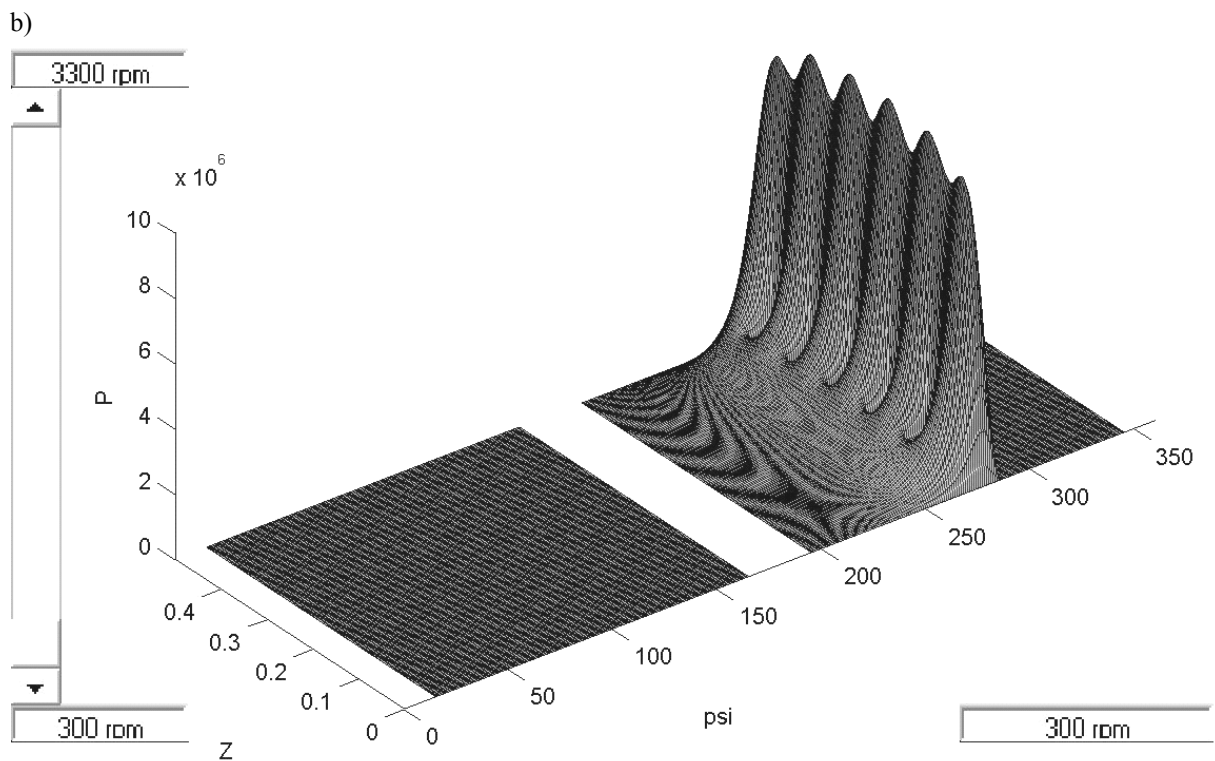
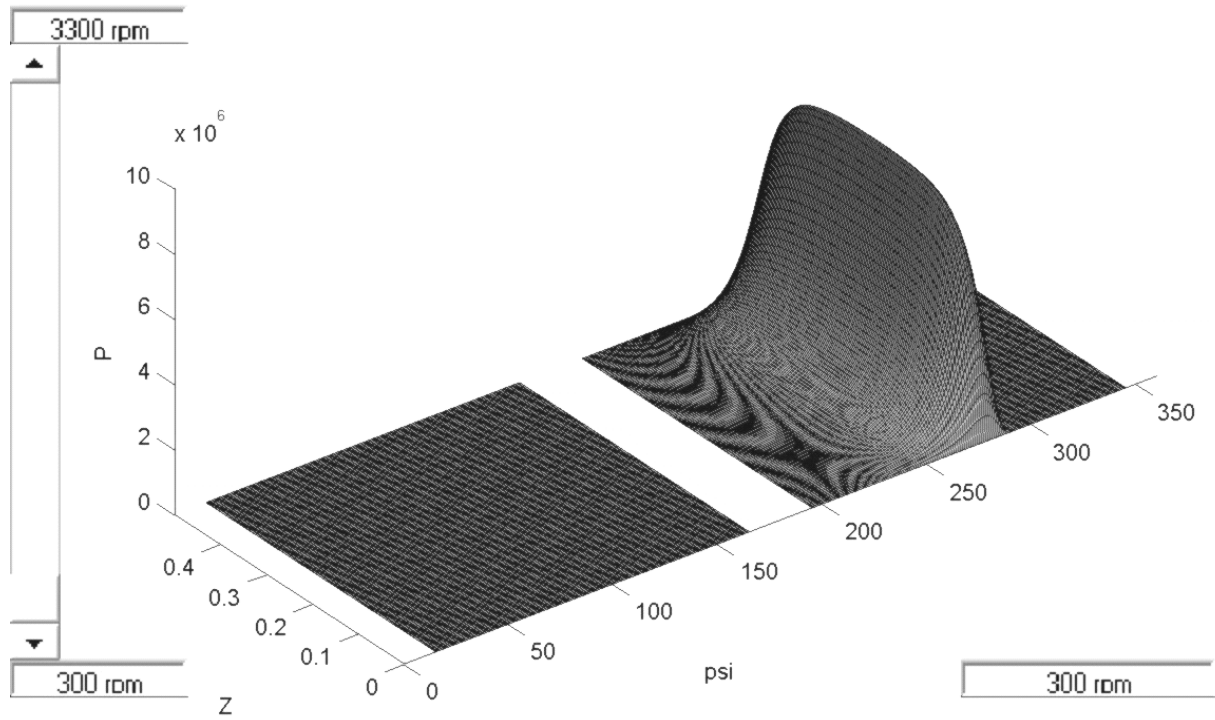
Rys. 4. Maksymalne ciśnienie hydrodynamiczne w funkcji prędkości obrotowej czopa bez uwzględnienia wpływu kieszeni lewarowej i z uwzględnieniem ich wpływu

Minimalna grubość szczeliny smarnej



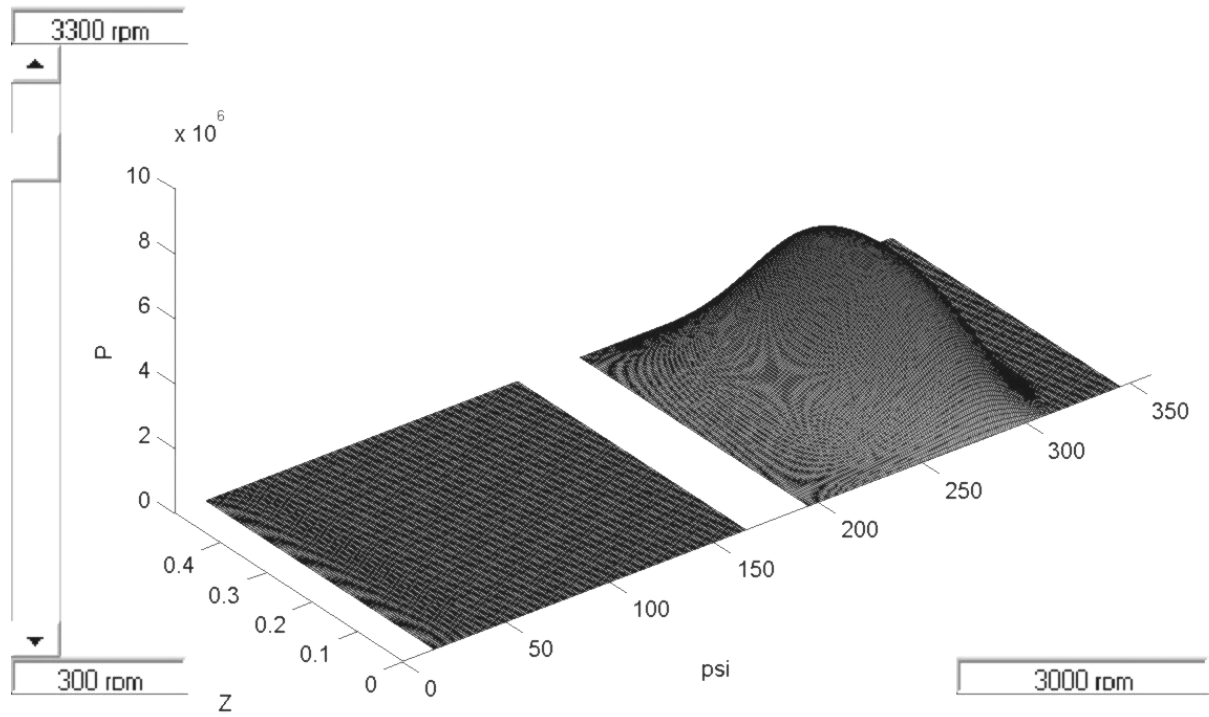
Rys. 5. Minimalna grubość szczeliny smarnej w funkcji prędkości obrotowej czopa

a)



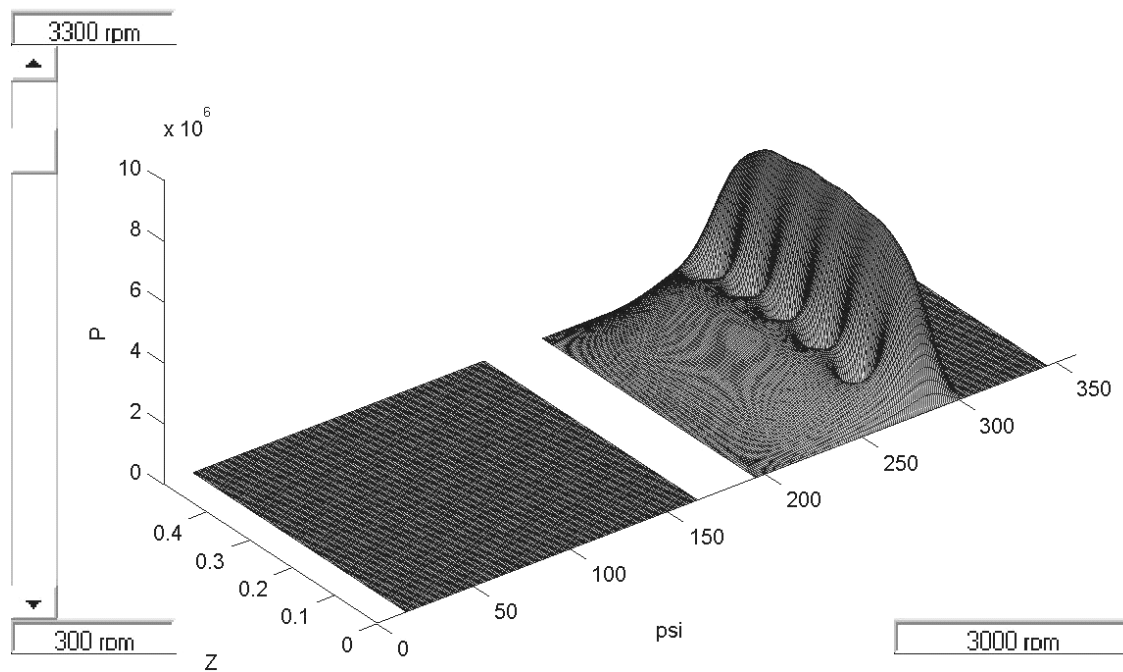
Rys. 6. Rozkład ciśnień 3D dla obrotów $n = 300$ obr/min: a) bez lewarów, b) z kieszeniami lewarowymi

a)



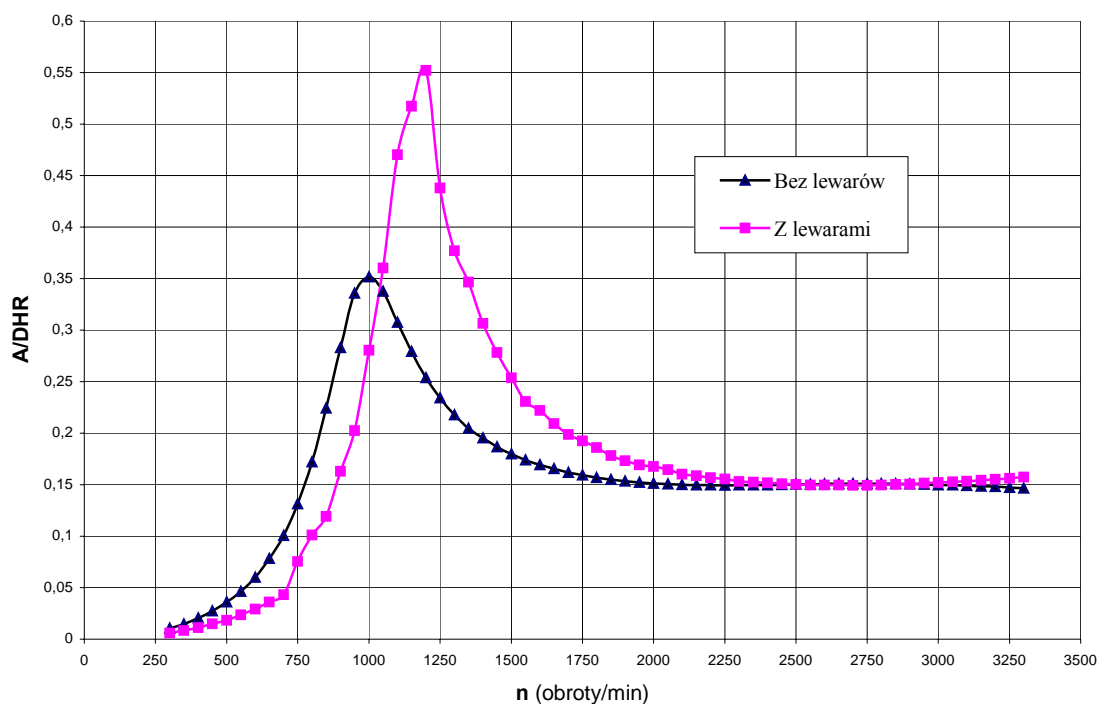
b)

roboczy1.cis



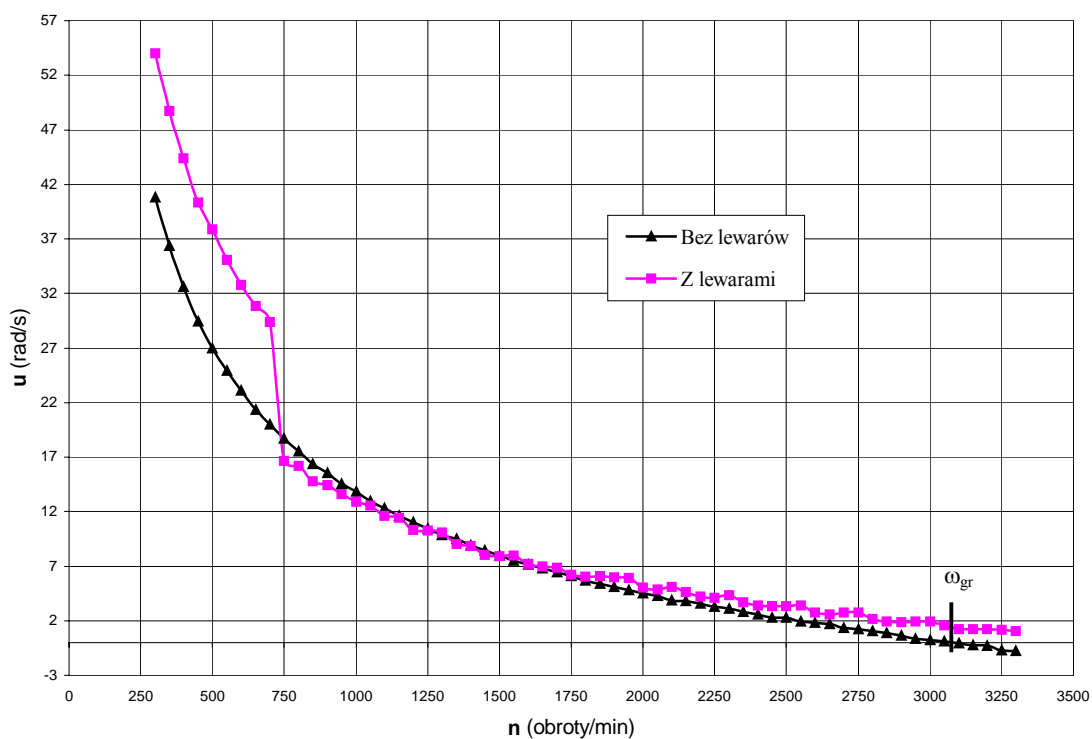
Rys. 7. Rozkład ciśnień 3D dla obrotów $n = 3000$ obr/min: a) bez lewarów, b) z kieszeniami lewarowymi

Amplituda drgań



Rys. 8. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa. Amplituda drgań wymuszonych czopa przy działaniu na układ stałej synchronicznie wirującej siły

Przebieg krzywych tłumienia pierwszych form częstotliwości



Rys. 9. Drgania swobodne układu. Przebieg krzywych tłumienia I formy drgań własnych, ω_{gr} – granica stabilności układu

5. UWAGI KOŃCOWE

Przeprowadzona analiza właściwości typowego łożyska ślizgowego dużej maszyny energetycznej dostarczyła kilku praktycznych informacji. Z punktu widzenia charakterystyk statycznych łożysko pracuje w bezpiecznym zakresie i posiada wystarczającą rezerwę nośności. Niepokojąca z punktu widzenia wytrzymałościowego jest duża wartość ciśnienia hydrodynamicznego P_{max} , co może mieć niekorzystny wpływ trwałość panwi. Znacznie większa wartość P_{max} , w analizie z uwzględnieniem wpływu kieszeni lewarowych jest spowodowana zmniejszeniem powierzchni panwi (kieszenie lewarowe).

Przestrzenne rozkłady maksymalnego ciśnienia hydrodynamicznego (rys.6 i rys.7) obrazują wpływ, jaki wywierają kieszenie lewarowe na rozkład ciśnienia hydrodynamicznego w klinach smarnych.

Analizując własności dynamiczne należy zauważyć, że niepokojąca jest wartość amplitudy drgań wymuszonych czopa (przypadek z lewarami), która może stanowić zagrożenie podczas rozruchu i wybiegu maszyny.

Uwzględnienie podczas analizy wpływu kieszeni lewarowych daje sposobność opracowania algorytmu doboru właściwego ciśnienia lewarowego, momentu wyłączenia tego ciśnienia oraz określenia optymalnego rozmieszczenia kieszeni lewarowych. Są to niezwykle cenne wskazówki eksploatacyjne i konstrukcyjne.

Oczywiście w przypadkach zaawansowanych prac konstrukcyjnych wskazana jest bardziej zaawansowana analiza własności dynamicznych układu rzeczywistego za pomocą bardziej złożonego modelu wirnika, a więc układu wielopodporowego i wielomasowego.

Niemniej jednak uzyskanie wstępnych informacji za pomocą znacznie prostszych modeli, jak wykazały zamieszczone w pracy przykłady, może mieć duże znaczenie praktyczne. Odnosi się to szczególnie do wpływu kieszeni i ciśnienia lewarowego na własności projektowanych węzłów łożyskowych dużych maszyn energetycznych.

LITERATURA

- [1] Kiciński J.: *Teoria i badania hydrodynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych*. Ossolineum, Wrocław 1994 r.
- [2] Kiciński J., W. Miąskowski: *Kinetostatyka i dynamika typowego łożyska turbinowego w ujęciu diagnostycznym*, Diagnostyka vol. 25, Warszawa 2001 r.
- [3] Cholewa W., J. Kiciński: *Diagnostyka Techniczna - Odwrotne Modele Diagnostyczne*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997 r.
- [4] Kiciński J., A. Markiewicz-Kicińska: *Programy komputerowe serii IZOTER /DIATER do analizy własności statycznych i dynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych*, IMP PAN, Gdańsk 1998 r.
- [5] Rao J. S.: *Rotor dynamics*, NAI, New Delhi 1996 r.
- [6] Miąskowski W., J. Kiciński: *Metodologia CAE w zastosowaniu do analizy własności typowych łożysk turbinowych*. VII Szkoła Komputerowego Wspomagania Projektowania Wytwarzania i Eksploatacji, str. 73-84, Warszawa 2003 r.
- [7] Walczyk Z., J. Kiciński, *Dynamika turbozespołów energetycznych*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2001 r.

SKUTKI ŚCIERNEGO ZUŻYCIA ZĘBÓW W PRZEKŁADNIACH ŚLIMAKOWYCH

Henryk G. SABINIAK

Katedra Techniki Ogrzewczej i Wentylacyjnej Politechniki Łódzkiej
Politechnika Łódzka, 90-924 Łódź, Al. Politechniki 6, tel. (+42) 6313521, fax. 6313516,
e-mail sabiniaak@ktoiw.p.lodz.pl

Streszczenie

Skutkiem ściernego zużycia zębów podczas pracy przekładni zębatej jest utrata masy współpracujących kół zębatach. Utrata masy następuje na powierzchni roboczej pracujących zębów. Powoduje pomniejszenie grubości zębów, a przez to wzrost w nich naprężeń. Jeżeli proces zużycia ściernego zębów nie jest kontrolowany, to prowadzi on zawsze do przekroczenia naprężeń dopuszczalnych i w konsekwencji do zniszczenia przekładni. Zużycie ściernie zębów przekładni ślimakowej jest najczęściej występującą granicą, która limituje czas eksploatacji lub przenoszone przez nią obciążenie. Przekroczenie dopuszczalnego ściernego zużycia zębów przekładni, a tym samym nadmierne pomniejszenie grubości zębów, które wystąpi po określonej ilości godzin pracy przekładni, będzie zawsze skutkowało w ostateczności awarią. Dlatego dobrze jest znać granicę bezpieczeństwa pracy przekładni ślimakowej ze względu na zużycie ściernie jej zębów.

Słowa kluczowe: przekładnia ślimakowa, zużycie ściernie, granica bezpieczeństwa.

THE EFFECTS OF ABRASIVE WEAR OF TEETH IN THE WORM GEARS

Summary

The effect of abrasive wear of teeth during work of a tooth gear is losing mass by the cooperating gear wheels. The loss of mass takes place at the working surface of the teeth. It results in reduction of teeth thickness and in consequence in the increase of tension in the teeth. If the process of abrasive wear of teeth is not controlled, it always leads to exceeding the limit of tension and in consequence to destroying the gear. Abrasive wear of teeth in worm gears is the most frequent limit to the exploitation time or to the carried load. Exceeding the permissible abrasive wear of teeth in worm gears, and in consequence excessive decrease of the teeth thickness after a specific number of the gear's working hour will always lead to final break-down. Thus it is worth knowing what the safety limit of a worm gear work is with respect to the abrasive wear of its teeth.

Keywords: worm gear, abrasive wear, safety limit.

1. ŚCIERNE ZUŻYCIE ZĘBÓW W PRZEKŁADNIACH ŚLIMAKOWYCH

Skutkiem ściernego zużycia zębów podczas pracy przekładni zębatej jest utrata masy współpracujących kół zębatach. Utrata masy następuje na powierzchni roboczej pracujących zębów. Powoduje pomniejszenie grubości zębów, a przez to wzrost w nich naprężeń. Jeżeli proces zużycia ściernego zębów nie jest kontrolowany, to prowadzi on zawsze do przekroczenia naprężeń dopuszczalnych i w konsekwencji do zniszczenia przekładni.

Obliczenia mające na celu ustalenie współczynnika bezpieczeństwa ze względu na zużycie ściernie są najbardziej kłopotliwe i zmuszają do wyznaczenia wszystkich granic obciążalności przekładni ślimakowych [3].

Przekroczenie dopuszczalnego ściernego zużycia zębów przekładni, a tym samym nadmierne pomniejszenie grubości zębów, które wystąpi po

określonej ilości godzin pracy przekładni, będzie zawsze skutkowało w ostateczności awarią. Dlatego dobrze jest znać granicę bezpieczeństwa pracy przekładni ślimakowej ze względu na zużycie ściernie jej zębów.

2. WSPÓŁCZYNNIK BEZPIECZEŃSTWA

Współczynnik bezpieczeństwa ściernego zużycia zębów przekładni ślimakowej jest definiowany jako:

$$S_w = \frac{\delta_{w \lim n}}{\delta_{w n}} \geq S_{w \min} \quad (1)$$

gdzie: $\delta_{w \lim n}$ – dopuszczalna wartość ściernego zużycia na roboczych powierzchniach zębów w przekroju normalnym [mm],
 $\delta_{w n}$ – ściernie zużycie bocznej powierzchni zębów koła ślimakowego w przekroju normalnym [mm].

Minimalna wartość tego współczynnika powinna wynosić

$$S_{w \min} = 1,1 \quad (2)$$

3. ŚCIERNE ZUŻYCIE POWIERZCHNI ZĘBÓW

W przypadku wyznaczania współczynnika bezpieczeństwa ściernego zużycia zębów przekładni ślimakowej brane jest pod uwagę, tylko zużycie powierzchni roboczych zębów koła ślimakowego, podobnie jak przy wyznaczaniu granicy obciążalności przy występowaniu pittingu powierzchni roboczych zębów kół. Wynika to z różnicy właściwości materiałów stosowanych na ślimaki i koła ślimakowe. Zakłada się, że ściernie zużycie zębów ślimaka jest pomijalnie małe. Twardość brązu stosowanego na koła ślimakowe w porównaniu ze stałą nawęglaną i hartowaną (ślimaki) jest znacznie mniejsza. Zatem, twardość powierzchni roboczych zębów koła ślimakowego ma tutaj decydujące znaczenie. Żle przeprowadzony proces odlewniczy brązu przeznaczonego na wieńce koła ślimakowego z góry przekreśla jego zastosowanie [2]. W Polsce z produkowanych brązów, praktycznie na wieńce koła ślimakowego stosuje się tylko trzy gatunki i według obecnych wymogów [3], [4] musi ten brąz być odlewany odśrodkowo. Przewidywany ubytek grubości powierzchni roboczej zęba koła ślimakowego w przekroju normalnym w czasie eksploatacji oszacowuje się z zależności:

$$\delta_{w n} = J_w \cdot S_{w m} \quad (3)$$

gdzie: J_w – intensywność zużycia [-],

$S_{w m}$ – zużycie ściernie, przy wymaganej trwałości (czasie eksploatacji) pracy przekładni ślimakowej [mm].

Zużycie ściernie $S_{w m}$ uzależnione jest w głównej mierze od liczby cykli N_L i nacisków herzowskich występujących w styku [5].

4. ZUŻYCIE ŚCIERNE

Obliczenie zużycia ściernego zębów koła ślimakowego $S_{w m}$ umożliwia zależność empiryczna:

$$S_{w m} = \frac{s^* \cdot \sigma_{Hm} \cdot a \cdot N_L}{E_{red}} \quad (4)$$

gdzie: s^* - parametr średniej drogi poślizgu [-],

σ_{Hm} - średnie naprężenia herzowskie w styku [N/mm²],

a - odległość osi przekładni [mm],

N_L - liczba cykli [-],

E_{red} - zredukowana wartość modułu sprężystości [N/mm²].

Określenie wielkości zależności wchodzących do wzoru (4) nie jest czynnością najprostszą. Toteż każdą z wielkości omówiono oddzielnie.

5. MODUŁ SPRĘŻYSTOŚCI

Zredukowaną wartość modułu sprężystości E_{red} należy przyjmować z tabeli 1 pamiętając, że dla stali z której wykonywane są ślimaki przyjęto, że moduł sprężystości wynosi $E=210\ 000$ [N/mm²].

Tabela 1. Moduły sprężystości i liczby Poisson'a dla brązów i żeliw stosowanych na koła ślimakowe

Materiał koła ślimakowego	B 101	B 102	BA 1054	P 70-02	P 55-04
E_2 [N/mm ²]	83 300	88 100	115 600	171 000	124 000
ν [-]	0,35	0,35	0,35	0,3	0,3
E_{red} [N/mm ²]	134 521	139 923	167 727	207 147	171 350

6. LICZBA CYKLI

Liczbę cykli N_L wejścia w zazębienie ze ślimakiem koła ślimakowego w założonym czasie eksploatacji określa zależność

$$N_L = \frac{60 \cdot L_h \cdot n_1}{u} \quad (5)$$

gdzie: L_h – założona trwałość pracy przekładni [h],

u – rzeczywiste przełożenie przekładni [-],

n_1 – prędkość obrotowa wału ślimaka [obr/min].

7. NAPRĘŻENIA HERZOWSKIE

Średnie naprężenie w styku pomiędzy współpracującymi zębami ślimaka i koła ślimakowego opisuje zależność:

$$\sigma_{Hm} = \frac{40}{\pi a} \sqrt{\frac{10 \cdot \rho_m^* \cdot T_2 \cdot E_{red}}{a}} \quad (6)$$

gdzie: ρ_m^* - jest parametrem geometrycznym

przekładni ślimakowej zależnym od zarysu powierzchni bocznej zębów. I tak, jeżeli zarys zębów przekładni ślimakowej jest prostokreślny to:

$$\rho_m^* = 1,03 \left(0,4 + \frac{x_2}{u} + 0,01z_2 - 0,083 \right) \left(\frac{b_{2H}}{m_{x1}} + \frac{\sqrt{2q_1 - 1}}{6,9} + \frac{q_1 + \frac{50(u+1)}{u}}{15,9 + 37,5q_1} \right) \quad (7)$$

gdzie z kolei;

x_2 – współczynnik przesunięcia zarysu [-],

z_2 – liczba zębów koła ślimakowego [-],

b_{2H} – szerokość wieńca koła ślimakowego [mm],

m_{x1} – moduł zazębienia [mm],

$$q_1 = \frac{d_{m1}}{m_{x1}} - \text{iloraz średnicowy [-]},$$

d_{m1} – średnia średnica ślimaka [mm].

Natomiast gdy zarys zębów ślimaka jest kołowo-wklęsły lub kołowo-wypukły to:

$$\rho_m^* = 1,03 \left\{ 0,31 + 0,78 \frac{x_2}{u} + 0,008 z_2 - \right. \\ \left. 0,065 \frac{b_{2H}}{m_{x1}} + \frac{\sqrt{2q_1 - 1}}{8,9} + \frac{q_1 + \frac{50(u+1)}{u}}{20,3 + 47,9q_1} \right\} \quad (8)$$

8. PARAMETR DROGI POŚLIZGU

Parametr średniej drogi poślizgu jest także uzależniony od geometrii ząbienia i dla zarysów prostokrotnych wyznacza się go z zależności:

$$s^* = 0,78 + 0,21 \cdot u + \frac{5,6}{\text{tg} \gamma_{m1}} \quad (9)$$

gdzie: γ_{m1} – kąt pochylenia zwojów ślimaka na jego średniej średnicy [°],

a dla zarysów krzywoliniowych zębów ślimaka kołowo - wypukłych i kołowo - wklęsłych z zależności:

$$s^* = 0,94 + 0,25 \cdot u + \frac{6,7}{\text{tg} \gamma_{m1}} \quad (10)$$

9. INTENSYWNOŚĆ ZUŻYCIA

Teraz możemy powrócić do wzoru (3) i zająć się zależnościami umożliwiającymi określenie intensywności zużycia:

$$J_W = J_{OT} \cdot W_{ML} \quad (11)$$

gdzie: J_{OT} – średnia intensywność zużycia [-],
 W_{ML} – wskaźnik zależny od zastosowanego środka smarnego i gatunku brązu koła ślimakowego [-].

Równanie określające średnią intensywność zużycia przy założeniu, że przekładnia ślimakowa smarowana jest olejem mineralnym przyjmuje postać:

$$J_{OT} = 2,4 \cdot 10^{-11} \cdot K_W^{-3,1} \leq 4 \cdot 10^{-7} \quad (12)$$

Gdy przekładnia smarowana jest olejem syntetycznym z rodziny poliglikoli to średnia intensywność zużycia opisana jest wzorem

$$J_{OT} = 127 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-2,24} \quad (13)$$

Przy czym parametr K_W z kolei opisany jest prostą zależnością

$$K_W = h_{\min m} \cdot W_S \quad (14)$$

Procedura wyznaczania średniej grubości filmu olejowego $h_{\min m}$ już nie jest taka prosta. Opisano ją dokładnie w [5]. Natomiast parametr W_S określany jako wskaźnik struktury smarowania; dla olejów mineralnych należy przyjmować

$$W_S = 1 \quad (15)$$

a dla olejów syntetycznych

$$W_S = \frac{1}{\eta_{OM}^{0,35}} \quad (16)$$

gdzie: η_{OM} – lepkość dynamiczna czynnika smarującego odniesiona do temperatury i ciśnienia otoczenia (patrz rozdział 8) [Ns/m²].

Jeśli chodzi natomiast o wskaźnik materiałowo-smarny W_{ML} , to należy przyjąć go z tabeli 2. Pamiętać należy przy tym, że jeżeli zastosowano inne materiały na koła ślimakowe lub inne środki smarne od opisywanych dotychczas [2], [6], [7], to koniecznym jest przeprowadzenie badań porównawczych. W chwili obecnej brak jest jeszcze wyników badań i ich interpretacji dla innych materiałów niż to podano w tabeli 2.

Tabela 2. Wskaźnik materiałowo-smarny W_{ML}

Materiał* koła ślimakowego	Rodzaj środka smarnego		
	Olej mineralny	Poliglikol EO : PO = 0 : 1	Poliglikol EO : PO = 1 : 1
B 101	1,0 ¹⁾	1,2 ¹⁾	2,3 ²⁾
B 102	1,6 ¹⁾	1,5 ¹⁾	-
B 1054	2,5 ³⁾	-	-

* Ślimak w badaniach określających wskaźnik materiałowo-smarny W_{ML} był wykonany ze stali 15HN, nawęglany powierzchniowo i hartowany do twardości 58 ± 2 HRC.

- ¹⁾ Z przeprowadzonych dotychczas badań wynika, że błąd w określeniu wskaźnika materiałowo-smarnego mieści się w granicach ± 25 %.
- ²⁾ W tym przypadku otrzymane wyniki zamykały się w jeszcze większym obszarze błędów ± 30 %.
- ³⁾ Wartość $W_{ML} = 2,5$ można przyjmować tylko wtedy jeżeli $h_{\min m} < 0,07 \mu\text{m}$. Dla większych wartości $h_{\min m} \geq 0,07 \mu\text{m}$, należy założyć, że $J_W \cong \text{const}$ i wynosi $6 \cdot 10^{-7}$ [mm].

10. DOPUSZCZALNE ZUŻYCIE POWIERZCHNI ZĘBÓW

Formy zużycia ściernego mogą przybierać różną postać. Zużycie ściernie powierzchni roboczych zębów koła ślimakowego może dotyczyć głównie wierzchołków zębów, powodując ich zaostrenie i zmniejszanie się ich wysokości w późniejszej fazie eksploatacji.

Zużycie ściernie może powodować nadmierne pocienienie podstawy zęba, a tym samym doprowadzić do jego złamania. Obydwie formy zużycia ściernego zębów koła ślimakowego są

niewłaściwe i zależą w głównej mierze od montażu [8]. Niewłaściwe ustawienie koła ślimakowego względem ślimaka może zniweczyć całą możliwą pracę konstruktora i wykonawców poszczególnych elementów. Zakładając prawidłowe wykonanie poszczególnych elementów przekładni ślimakowej, poprawny montaż i wstępną eksploatację, ściernie zużycie będzie następowało na całej roboczej powierzchni zęba równomiernie, a współczynnik bezpieczeństwa na złamanie zęba $S_{F \min}$ [9] zostanie osiągnięty, jako warunek ściernego zużycia po wymaganym okresie eksploatacji przekładni

$$\delta_{w \lim n} = \Delta S \cdot \cos \gamma_{m1} \quad (17)$$

gdzie: ΔS – zużycie ściernie zęba [mm].

Jednakże dopuszczalne zużycie ściernie uzależnia się najczęściej od modułu zębów i odnosi się do przekroju normalnego.

$$\delta_{w \lim n} = m_{x1} \left(\frac{\pi}{2} - 2 \operatorname{tg} \alpha_o \right) \cos \gamma_{m1} \quad (18)$$

gdzie: α_o – kąt przyporu [$^\circ$].

W czasie eksploatacji przekładni ślimakowej nie powinno nastąpić nadmierne ściernie zużycie zębów koła ślimakowego. To zużycie nie może nastąpić przed wymianą oleju lub łożysk, które to wymiany wynikają z normalnej eksploatacji przekładni. Czasookres trwałości oleju i łożysk powinien być tak dobierany w procesie projektowania, żeby był on podwielokrotnością trwałości zazębienia. Powinna być to liczba naturalna. Jeżeli znamy lub założymy dopuszczalne zużycie masy koła ślimakowego, a dokładniej zębów koła ślimakowego to wtedy dopuszczalne zużycie możemy określić z zależności:

$$\delta_{w \lim n} = \frac{\Delta m_{\lim}}{A_{pl} \cdot \rho_{kol}} \quad (19)$$

gdzie: Δm_{\lim} – masowe zużycie ściernie zębów koła ślimakowego [mg],
 A_{pl} – sumaryczna powierzchnia zębów koła ślimakowego [mm²],
 ρ_{kol} – masa właściwa brązu użytego na koło ślimakowe [mg/mm³].

Powierzchnię pracujących zębów koła ślimakowego określa się z zależności

$$A_{pl} = \frac{2 \cdot d_{m1} m_{x1} z_2 \arcsin \left(\frac{b_{2H}}{d_{a1}} \right)}{\cos \gamma_{m1} \cdot \cos \alpha_o} \quad (20)$$

gdzie: d_{a1} – zewnętrzna średnica wierzchołków zębów koła ślimakowego [mm].

Masę właściwą dla najczęściej stosowanych brązów i żeliw na koła ślimakowe zamieszczono w tabeli 3.

Tabela 3. Masa właściwa niektórych brązów i żeliw

Materiał koła ślimakowego	B 101	B 102	BA 1054	P 70-02	P 55-04
ρ_{kol} [mg/mm ³]	8,8	8,8	7,4	7,0	7,0

Jednak najczęściej przy określaniu dopuszczalnego zużycia zębów koła ślimakowego wykorzystuje się dwie podstawowe wielkości geometryczne związane z przekładnią ślimakową, które w dość prosty sposób opisują to zużycie, a mianowicie;

$$\delta_{w \lim n} = 0,3 \cdot m_{x1} \cdot \cos \gamma_{m1} \quad (21)$$

Reasumując całość i uporządkowując dość żmudne procedury wyznaczania współczynnika bezpieczeństwa obciążalności przekładni ślimakowych ze względu na zużycie ściernie występujące w czasie ich eksploatacji przedstawiony zostanie przykład.

11. PRZYKŁAD

Obliczyć wartość współczynnika bezpieczeństwa ściernego zużycia zębów przekładni ślimakowej o następujących danych:

- zarys zębów ślimaka ewolwentowy,
- odległość osi $a = 100$ mm,
- prędkość obrotowa wału ślimaka $n_1 = 1500$ obr/min,
- rzeczywiste położenie przekładni $u = 41/2$,
- przekładnia smarowana olejem syntetycznym z rodziny poliglikoli o lepkości $\nu_{40} = 220$ mm²/s, $\nu_{100} = 37$ mm²/s,
- korpus żeliwny, uzębrowany, chłodzony wentylatorem umieszczony na wale ślimaka,
- moc przenoszona przez przekładnię $P_{zm} = 4,5$ kW,
- moment obrotowy na wale koła ślimakowego $T_2 = 587,57$ Nm,
- temperatura otoczenia $\theta_o = 20$ $^\circ$ C,
- szerokość wieńca koła ślimakowego $b_{2H} = 30$ mm,
- średnica podziałowa koła ślimakowego $d_{2m} = 164$ mm,
- kąt pochylenia zwojów ślimaka na jego średniej średnicy $\gamma_{m1} = 12,53$ $^\circ$,
- średnia średnica ślimaka $d_{m1} = 36$ mm,
- moduł osiowy $m_{x1} = 4$ mm,
- liczba zębów koła ślimakowego $z_2 = 41$,
- strata mocy w zazębieniu [10] $P_{vz} = 589$ W,
- sprawność zazębienia [10] $\eta_z = 0,883$,
- współczynnik przesunięcia zarysu $x_2 = 0$,
- ślimak nawęglany i hartowany do twardości 58 ± 2 HRC, wykonany ze stali 15HN,
- koło ślimakowe wykonane z brązu B 101,
- założony czas eksploatacji przekładni $L_h = 25000$ h.

12. OBLICZENIA

Dopuszczalne ścierne zużycie zębów koła ślimakowego wyznaczamy ze wzoru (21)

$$S_{w \text{ lim } n} = 0,3 \cdot 4 \cdot \cos 15^\circ 53' = 1,17 \text{ [mm]}$$

Bardziej kłopotliwe jest jak już wspomniano określenie teoretycznego ściernego zużycia bocznych roboczych powierzchni zębów (3). Najpierw wyznaczmy ścierne zużycie $S_{w \text{ m}}$ przy wymaganej trwałości przekładni ślimakowej, a następnie intensywność zużycia J_w .

W tym celu określamy wartość parametru średniej drogi poślizgu (9)

$$s^* = 0,78 + 0,21 \cdot 20,5 + \frac{5,6}{\text{tg } 12^\circ 53'} = 29,53,$$

następnie parametr geometryczny ρ_m^* przekładni ślimakowej (7), przy czym

$$q_1 = \frac{d_{m1}}{m_{x1}} = \frac{36}{4} = 9$$

$$\rho_m^* = 1,03 \left(\frac{0,4 + \frac{0}{20,5} + 0,01 \cdot 41 - 0,083 \frac{30}{4}}{\sqrt{2 \cdot 9 - 1} \frac{9 + \frac{50(20,5+1)}{20,5}}{6,9} + \frac{15,9 + 37,5 \cdot 9}{15,9 + 37,5 \cdot 9}} \right) = 0,99$$

a zatem średnie naprężenia w styku (6)

$$\sigma_{Hm} = \frac{40}{\pi \cdot 100} \sqrt{\frac{10 \cdot 0,99 \cdot 588 \cdot 134521}{100}} = 356,48 \text{ [N/mm}^2\text{]}.$$

Liczba cykli koła ślimakowego w czasie eksploatacji przekładni wyniesie (5)

$$N_L = \frac{60 \cdot 25000 \cdot 1500}{20,5} = 109756100.$$

Ostatecznie zużycie ścierne (4)

$$S_{w \text{ m}} = \frac{29,53 \cdot 356,48 \cdot 100 \cdot 109756100}{134521} = 858889306,7 \text{ [mm]}$$

Teraz należy określić intensywność zużycia (11). To z kolei wymaga wyznaczenia temperatury koła ślimakowego podczas pracy przekładni. W tym celu wyznaczamy współczynniki a_1 i a_0 .

Współczynniki a_1 i a_0 dla korpusu żeliwnego chłodzonego powietrzem opisują zależności:

$$a_1 = 0,039 \left(\frac{n_1}{60} + 2 \right)^{0,34} \left(\frac{v_{40}}{100} \right)^{-0,17} u^{-0,22} (a - 48)^{0,34}$$

$$= 0,039 \left(\frac{1500}{60} + 2 \right)^{0,34} \left(\frac{220}{100} \right)^{-0,17} 20,5^{-0,22} (100 - 48)^{0,34}$$

$$= 0,1943$$

$$a_0 = 0,081 \left(\frac{n_1}{60} + 0,23 \right)^{0,7} \left(\frac{v_{40}}{100} \right)^{0,41} (a + 32)^{0,63} =$$

$$= 0,081 \left(\frac{1500}{60} + 0,23 \right)^{0,7} \left(\frac{220}{100} \right)^{0,41} (100 + 32)^{0,63}$$

$$= 23,2353$$

Temperatura równowagi w misie olejowej w czasie pracy przekładni będzie wynosić

$$\theta_s = \theta_0 + a_1 \left(\frac{T_2}{a} \right) + a_0 = 20 + 0,1943 \frac{588}{\left(\frac{100}{63} \right)^3} +$$

$$23,2353 = 71,8 [^\circ\text{C}]$$

Temperaturę koła ślimakowego określimy z zależności

$$\theta_M = \theta_s + \Delta\theta,$$

gdzie przyrost temperatury $\Delta\theta$ opisany jest wzorem

$$\Delta\theta = \frac{P_{VZ}}{\alpha_L \cdot A_R}$$

Jeżeli prędkość obrotowa wału ślimaka jest większa lub równa 150 [obr/min] to

$$\alpha_L = C_K(1940 + 15n_1),$$

przy czym należy przyjmować $C_K = 1$ [10], gdy koło ślimakowe nurza się w oleju. Zatem mamy

$$\alpha_L = 1(1940 + 15 \cdot 1500) = 24440.$$

Powierzchnię chłodzenia przekładni ślimakowej A_R opisuje zależność empiryczna

$$A_R = b_{2H} \cdot d_{2m} \cdot 10^{-6} = 30 \cdot 164 \cdot 0,000001 = 0,00492.$$

Zatem temperatura koła ślimakowego wynosi

$$\Delta\theta = \frac{589}{24440 \cdot 0,00492} = 4,9 [^\circ\text{C}]$$

i

$$\theta_M = 71,8 + 4,9 = 76,7 [^\circ\text{C}].$$

Znając temperaturę koła ślimakowego w warunkach równowagi cieplnej pracy przekładni ślimakowej wyznaczamy lepkość kinematyczną i dynamiczną oleju dla tej temperatury i ciśnienia otoczenia

$$\nu_M = 10^{(10^A \log(\theta_M + 273) + B)}$$

gdzie:

$$A = -13,129 \log \left(\frac{\log(\nu_{40} + 0,7)}{\log(\nu_{100} + 0,7)} \right) =$$

$$= -13,129 \log \left(\frac{\log(220 + 0,7)}{\log(37 + 0,7)} \right) = -2,262$$

oraz

$$B = \log(\log(\nu_{40} + 0,7)) - 2,496 A =$$

$$= \log(\log(220 + 0,7)) - 2,496(-2,262) = 6,016$$

Tym samym lepkość kinematyczna

$$\nu_M = 10^{(10^{-2,262 \log(76,7+273)+6,016})} = 67,3 \text{ [mm}^2 \text{ / s]},$$

a lepkość dynamiczna

$$\eta_{OM} = \frac{\nu_M \cdot \rho_M}{1000} = \frac{67,3 \cdot 0,9}{1000} = 0,061 \text{ [Pa s]}.$$

Parametr W_s obliczamy ze wzoru :

$$W_s = \frac{1}{0,061^{0,35}} = 2,66.$$

To z kolei umożliwia obliczenie parametru K_w (14).

Procedurę wyznaczania średniej minimalnej grubości filmu olejowego bardzo dokładnie przedstawiono w pracy [5]. Wartość średniej minimalnej grubości filmu olejowego dla tej przekładni wynosi [5] $h_{\min n} = 0,23$ [μm].

$$K_w = 0,23 \cdot 2,66 = 0,612$$

A to już umożliwia obliczenie średniej intensywności zużycia (92)

$$J_{OT} = 127 \cdot 10^{-12} \cdot 0,612^{-2,24} = 381,5 \cdot 10^{-12}.$$

Ostatecznie intensywność zużycia (89)

$$J_w = 381,5 \cdot 10^{-12} \cdot 1,2 = 457,8 \cdot 10^{-12}.$$

Wskaźnik materiałowo-smarny przyjęto $W_{ML} = 1,2$, mając na uwadze błąd jakim może być on obarczony.

Zatem ściernie zużycie bocznej powierzchni zębów koła ślimakowego w przekroju normalnym w wymaganym okresie eksploatacji wyniesie:

$$\delta_{w_n} = 457,8 \cdot 10^{-12} \cdot 85889306,7 = 0,393$$
 [mm]

Współczynnik bezpieczeństwa ściernego zużycia zębów tej przekładni ślimakowej wynosi (1):

$$S_w = \frac{1,170}{0,393} = 2,98$$

LITERATURA

- [1] Sabiniak H.G.: Odporność na pitting ząbienia ślimakowego. Przegląd Mechaniczny. Nr 7 - 8. 2001. s. 26-30.
- [2] Sabiniak H.G. - Badania przekładni ślimakowych o elementach współpracujących z różnych materiałów. Trybologia. Rok XV. Nr 4. 1985. s. 17-21.
- [3] Woźniak K., Sabiniak H. G.; - Projektowanie przekładni ślimakowych. Przegląd Mechaniczny. Nr 9. 1989. s. 25-28.
- [4] Sabiniak H. G., Woźniak K.; - Analityczna ocena trwałości ścierniej przekładni ślimakowej. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn. Nr 2-3. (82-83) 1990. s. 227-234.
- [5] Sabiniak H.G.: Ściernie zużycie zębów, a grubość filmu olejowego w ząbieniu ślimakowym. Przegląd Mechaniczny. Nr 10. 2002. s. 38-41.
- [6] Sabiniak H. G.; - Wpływ rodzaju oleju na sprawność przekładni zębatych. Przegląd Mechaniczny. Nr 15. 1994. s. 15-18.
- [7] Sabiniak H.G. - Prędkość poślizgu w ząbieniu ślimakowym. V Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna. POLTRIB'99. Tribologia dla eksploatacji. Szczyrk 16-18 czerwiec 1999. S. 263 ÷ 268.
- [8] Sabiniak H.G.: Montaż i docieranie przekładni ślimakowych. Przegląd Mechaniczny nr 24/1984.
- [9] Sabiniak H.G.; Granica obciążalności przekładni ślimakowych ze względu na wytrzymałość stopy zęba koła ślimakowego. Przegląd Mechaniczny. Nr 11. 2002. s. 37-40.
- [10] Kornberger Zb.; - Przekładnie ślimakowe. Wyd. Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1971.



Henryk Grzegorz SABINIĄK pracuje na stanowisku profesora nadzw. Politechniki Łódzkiej. Kieruje Katedrą Techniki Ogrzewczej i Wentylacyjnej. Jest Członkiem Balkon Academy of Sciences, New Culture and Sustainable Development oraz sekcji Nawigacji (1998), Polski Komitet Normalizacyjny – Komisja Przekładni Zębatych (1997), Prezydium Oddziału PAN w Łodzi Komisji Ochrony Środowiska i Gospodarki Komunalnej (2003), Dyplomowany Rzecznik SIMP (NOT) w specjalnościach; - gospodarka paliwowo-smarownicza, napędy (1980).

W swojej pracy zajmuje się konstrukcją, technologią i eksploatacją przekładni zębatych ze szczególnym ukierunkowaniem na ząbienia hipoidalne. Badaniem właściwości tworzyw sztucznych stosowanych w instalacjach i ich współpraca z innymi materiałami. Optymalizacją energetyczną i głośności pracy wentylatorów. Wymianą i stratami ciepła. Autor dwóch monografii, trzech patentów oraz 137 artykułów w czasopiśmie krajowych i zagranicznych oraz na konferencjach w kraju i zagranicą. Ma na swoim koncie ponad 300 opracowań technicznych (projekty maszyn, dokumentacje techniczne i eksploatacyjne, ekspertyzy) z dziedziny budowy maszyn, napędów, wentylacji, klimatyzacji i ogrzewnictwa.

BADANIE JAKOŚCI ZBIORU SYGNAŁÓW DIAGNOSTYCZNYCH

Henryk TYLICKI
Jacek RÓŻYCKI
Joanna ŻÓLTOWSKA

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

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono problematykę badania jakości zbioru parametrów diagnostycznych dla potrzeb rozpoznawania stanu maszyn. Zaprezentowano także algorytmy wyznaczania optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych.

Słowa kluczowe: ocena stanu technicznego maszyn, algorytmizacja i implementacja procedur wyboru parametrów diagnostycznych.

INVESTIGATION OF GATHERING DIAGNOSTICS SIGNALS QUALITY

Summary

The problems of quality gathering diagnostic parameters investigation in study was introduced for needs the diagnostics of machine state. The algorithms of marking the optimum gathering of diagnostic parameters were presented also.

Key words: the opinion of machine technical state, algorithmization and implementation of choice diagnostic parameters procedures.

1. WPROWADZENIE

Intensywny rozwój maszyn o coraz wyższym poziomie konstrukcyjnym i technologicznym stworzył wiele problemów natury technicznej i organizacyjnej. Jednym z tych problemów jest zapewnienie szybkiej i wiarygodnej informacji o stanie technicznym maszyny, stanowiącej podstawę do decyzji o ich użytkowaniu, o podjęciu przedsięwzięć profilaktycznych (regulacja lub wymiana zespołów) lub wprowadzeniu zmian w na etapie konstruowania i wytwarzania. Możliwe jest to dzięki temu, że diagnostyka techniczna pozwala na udzielenie odpowiedzi na pytania:

1. Jaki jest aktualny stan techniczny badanej maszyny ?
2. Jak przewidzieć przyszłą ewolucję stanu maszyny ?
3. Jak był przeszły stan techniczny maszyny ?

Odpowiedź na każde z tych pytań wymaga przeanalizowania zbioru zadań pojawiających się podczas opracowywania algorytmów rozpoznawania stanu technicznego maszyny.

W przypadku odpowiedzi na pytanie dotyczące obecnego stanu maszyny należy podczas procesu diagnozowania rozwiązać zadanie wyznaczenia testu lub programu kontroli stanu i lokalizacji uszkodzeń.

W przypadku odpowiedzi na pytanie dotyczące przyszłej ewolucji stanu maszyny należy podczas procesu prognozowania rozwiązać zadanie prognozowania stanu, polegające na przewidywaniu stanów maszyny, które zaistnieją w przyszłości w chwilach $\Theta_p > \Theta_b$ (Θ_b - chwila diagnozy, Θ_p - jedna z chwil w przyszłości).

W przypadku zaś odpowiedzi na pytanie dotyczące przeszłego stanu maszyny należy podczas procesu genezowania rozwiązać zadanie genezowania stanu, polegające na badaniu przeszłych stanów maszyny, które zaistniały w przyszłości w chwilach $\Theta_g < \Theta_b$ (Θ_b - chwila diagnozy, Θ_g - jedna z chwil w przeszłości).

Synergia tych zadań stanowi zadanie rozpoznawania stanu technicznego maszyn

2. CHARAKTERYSTYKA ZAGADNIENIA

Zastosowanie w procesie eksploatacji metod oceny stanu technicznego maszyn, będących podstawą automatyzacji procesu rozpoznawania ich stanu, wymaga optymalizacji: zbioru parametrów diagnostycznych, testów i programów diagnostycznych, metod genezowania i metod prognozowania. Rozwiązanie tych zadań zależy od wielu czynników związanych ze stopniem złożoności maszyn, wykorzystaniem obserwacji

wielosymptomowych, jakości procesu eksploatacji oraz procesu zużycia.

Rozpoznawanie stanu maszyny jest to proces, który powinien umożliwić:

- określenie stanu maszyny technicznego w czasie bieżącym na podstawie wyników badań diagnostycznych. Umożliwia ono kontrolę stanu i lokalizację uszkodzeń w przypadku stanu niezdatności maszyny;
- przewidywanie stanu maszyny w czasie przyszłym na podstawie niepełnej historii wyników badań diagnostycznych. Umożliwia ono oszacowanie czasu niezawodnego użytkowania maszyny lub wartości wykonanej przez nią w przyszłości pracy;
- przewidywanie stanu maszyny w czasie przeszłym na podstawie niepełnej historii wyników badań diagnostycznych. Umożliwia ono oszacowanie stanu maszyny lub wartości wykonanej przez nią w przeszłości pracy.

W procesie rozpoznawania stanu szczególnie wydaje się być ważna problematyka wyboru:

- zbioru parametrów diagnostycznych w zależności od czasu pracy maszyny, wartości kroku czasowego i liczebności optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych;
- metody wyznaczania testów i programów diagnostycznych w zależności od wiarygodności diagnozy, ilości informacji, prawdopodobieństwa uszkodzenia zespołów maszyny i kosztu testu lub programu diagnostycznego;
- metody prognozowania w zależności od horyzontu prognozy, minimalnej liczby elementów szeregu czasowego niezbędnej do uruchomienia predykcji oraz czasu pracy maszyny;
- metody genezowania w zależności od horyzontu genezy, minimalnej liczby elementów szeregu czasowego niezbędnej do uruchomienia genezy oraz czasu pracy maszyny.

Przystępując do wyznaczania rozpoznawania stanu jako programów kontroli stanu i lokalizacji uszkodzeń, prognozy oraz genezy stanu maszyn natrafia się na problemy, które obszary badania jakości zbioru sygnałów diagnostycznych maszyny sprowadzają się do następujących pytań:

“Czy optymalny zbiór parametrów diagnostycznych jednoznacznie opisuje stan maszyny, czy jest skorelowany ze zmianą stanu maszyny, czy zawiera odpowiednią ilość informacji o stanie maszyny?”;

“Czy optymalny zbiór parametrów diagnostycznych jest stabilny, czy też wykazuje istotne zmiany a jeśli tak, to jaki jest charakter tych zmian w zależności od czynników wynikających z eksploatacji maszyn?”;

Skutkuje to oczywiście koniecznością udzielenia odpowiedzi napytania, co możliwe będzie przeprowadzenie odpowiednich analiz i badań w zakresie badania zbioru sygnałów diagnostycznych opisujących stan techniczny

maszyny w aspekcie możliwości ich wykorzystania w procesie rozpoznawania:

- opracowanie metod klasyfikowania sygnałów diagnostycznych do określonej funkcji opisującej zmianę wartości (modelu matematycznego);
- opracowanie metod wyboru optymalnego zbioru sygnałów diagnostycznych.

Rozwiązanie tego bardzo obszernego problemu powinien być osiągnięty w wyniku realizacji następujących celów cząstkowych:

- podjęcie problematyki wyboru optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych w zależności od czasu pracy maszyny, maksymalnego wartości kroku czasowego, liczebności optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych;
- opracowanie i implementacja algorytmów wyznaczania optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych dla potrzeb procesu rozpoznawania stanu maszyny;
- badanie wpływu czasu pracy maszyny na optymalny zbiór parametrów diagnostycznych.

3. WYBÓR PARAMETRÓW DIAGNOSTYCZNYCH W PROCESIE ROZPOZNAWANIA STANU

3.1. Wybór parametrów diagnostycznych w procesie diagnozowania

Parametry stanu technicznego maszyny \bar{W} są wielkościami zmiennymi w czasie $\bar{W} = \bar{W}(\Theta)$, bowiem zależą od przebiegu procesów wymuszających starzenie. Zostało ustalone [1], że parametry diagnostyczne mogą odzwierciedlać stan maszyn i zależą od zmian parametrów stanu i czasu:

$$\bar{Y} = \bar{Y}(\bar{W}, \Theta) \quad (1)$$

stąd określenie ich umożliwia rozpoznanie stanu technicznego obiektu.

Zbiór parametrów diagnostycznych Y wyróżnia się ze zbioru parametrów wyjściowych Y_{WY} , które opisują przebieg procesów wyjściowych (procesy robocze i towarzyszące), zależnych od stanu technicznego obiektu :

$$\bar{Y}_{WY} = \bar{Y}_{WY}(\bar{W}, \Theta) \quad (2)$$

Wzajemny związek parametrów stanu \bar{W} i parametrów wyjściowych pozwala przy spełnieniu podanych poniżej warunków, parametry wyjściowe $y_{WYj} \in Y_{WY}$ wstępnie traktować jako parametry diagnostyczne oraz określić punkty pomiarowe w obiekcie technicznym.

Warunkami tymi są :

1. warunek jednoznaczności - każdej wartości parametru stanu $W_i \in \overline{W}$ odpowiada tylko jedna zdeterminowana wartość parametru wyjściowego $y_{WY} \in Y_{WY}$;
2. warunek szerokości pola zmian - największa względna zmiana wartości parametru wyjściowego $y_{WY} \in Y_{WY}$ dla zadanej wartości parametru stanu $W_i \in \overline{W}$;
3. warunek dostępności pomiaru parametru wyjściowego - charakteryzuje się poprzez wskaźnik kosztu pomiaru c_j lub czasu pomiaru t_j , przy czym narzuca się minimalizację tych wskaźników;
4. warunek mierzalności.
Warunek formułuje się dla funkcji $\overline{Y}_{WY} = \overline{Y}_{WY}(\overline{W}, \Theta)$. Twierdzi się wówczas, że funkcja $\overline{Y}(W_1)$ jest mierzalna, jeżeli dla każdego k mierzalny jest zbiór [2] :

$$\{W_1: Y_j(W_1) < K\}. \quad (3)$$

Spełnienie warunków $1 \wedge 2 \wedge 3 \wedge 4$ wyróżnia wstępnie ze zbioru Y_{WY} zbiór parametrów diagnostycznych Y . W celu dokładniejszego wyróżnienia zbiorów $Y \subset Y_{WY}$ stosuje się najczęściej kryterium minimalnego błędu diagnozy, które wyróżnia te parametry, które charakteryzują się minimalnym błędem diagnozy oraz procedurę wyboru parametrów diagnostycznych wg minimalnego błędu diagnozy.

Istotą tej metody jest określenie błędu diagnozy, tzn. obszaru „przykrycia” funkcji gęstości prawdopodobieństw warunkowych parametru $y_j \in Y$ określanego przez Serdakowa [1] zależnością :

$$D = P\left(\frac{S_1}{y_j}\right) \cdot Q_1 + P\left(\frac{S_2}{y_j}\right) \cdot Q_2 \quad (4)$$

zaś prawdopodobieństwo błędu I rodzaju polegającego na zaliczeniu obiektu będącego w stanie zdadności S_1 do stanu niezadności S_2

$$Q_1 = \int_{y_{gr}}^{+\infty} f\left(\frac{y_j}{S_1}\right) dy_j \quad (5)$$

oraz prawdopodobieństwo błędu II rodzaju polegające na zaliczeniu obiektu będącego w stanie niezadności S_2 do stanu zdadności S_1

$$Q_2 = \int_{-\infty}^{y_{gr}} f\left(\frac{y_j}{S_2}\right) dy_j \quad (6)$$

Następnie wybór „najlepszego” parametru $y^* \in Y$ poprzez minimalizację błędu diagnozy:

$$y^* = \min_j(D_j). \quad (7)$$

Wybór parametrów diagnostycznych według przedstawionej metody sprowadza się wówczas do:

1. Analizy jakościowej parametrów, polegającej na:
 - badaniu istotności zmian wartości parametrów przy zmianie stanu technicznego obiektu;
 - wyznaczaniu i szacowaniu wartości granicznych y_{gr} według kryterium najmniejszego ryzyka Bayesa przy założeniu wartości kosztów błędów I i II rodzaju.
2. Analizy ilościowej, która polega na wyborze parametrów pod kątem kryterium minimalnego błędu diagnozy.

W wyniku realizacji procedury uzyskujemy zbiór parametrów diagnostycznych, którego elementy charakteryzują się dobrymi własnościami rozdzielczymi oraz określone są przedziały ich zmian przy zmianie stanu technicznego obiektu i wartości graniczne $y_{gr}(y_{grd}, y_{grg})$ wraz z błędami diagnozy.

3.2. Wybór parametrów diagnostycznych w procesie prognozowania i generowania

Zbiór parametrów diagnostycznych wyróżnia się ze zbioru parametrów wyjściowych. Na podstawie przeprowadzonych badań [3], mających na celu potwierdzenie niektórych propozycji zawartych w pracach dotyczących redukcji informacji diagnostycznej w procesie prognozowania [1,2,4], uważa się że wyznaczanie zbioru parametrów diagnostycznych w procesie prognozowania i generowania stanu maszyn powinno uwzględniać:

- a) zdolność odwzorowania zmian stanu maszyny w czasie eksploatacji;
- b) ilość informacji o stanie maszyny;
- c) odpowiednią zmienność wartości parametrów diagnostycznych w czasie eksploatacji maszyny.

Dlatego odpowiednie algorytmy uwzględniające te postulaty zostały przedstawione poniżej jako metody. Są to:

Metoda maksymalnej względnej zmiany parametru diagnostycznego

W metodzie tej wybiera się ten parametr diagnostyczny, który posiada największą wartość wskaźnika k_j . Uwzględnia on średnią prędkość zmiany parametrów w przedziale czasu (t_1, t_b) . Określa się go według zależności:

$$k_j = \frac{b_j}{\sum_{j=1}^m b_j},$$

$$b_j = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^K \frac{|y_j(\Theta_{i+1}) - y_j(\Theta_i)|}{|\Theta_{i+1} - \Theta_i| |y_j(\Theta_1) - y_{j,g}|} \quad (8)$$

gdzie: K – liczebność elementów szeregu czasowego w przedziale (Θ_1, Θ_b) , $y_{j,g}$ – wartość graniczna parametru diagnostycznego.

Metoda maksymalnej pojemności informacyjnej parametru diagnostycznego

Istota metody polega na wyborze parametru dostarczającego największą ilość informacji o stanie maszyny. Parametr diagnostyczny ma tym większe znaczenie w określeniu zmiany stanu, im silniej jest z nim skorelowany i im słabiej jest skorelowany z innymi parametrami diagnostycznymi.

Zależność tę przedstawia się w postaci wskaźnika pojemności parametru diagnostycznego h_j , który jest modyfikacją wskaźnika odnoszącego się do zbioru zmiennych objaśniających w modelu ekonometrycznym:

$$h_j = \frac{r_j^2}{1 + \sum_{i,j=1}^m |r_{i,j}|} \quad (9)$$

gdzie: $r_j = r(W, y_j)$; $j = 1, \dots, m$ – współczynnik korelacji między zmiennymi W (stan maszyny) a y_j ,

$r_{i,j} = r(y_i, y_j)$; $i, j = 1, \dots, m$; $i \neq j$ – współczynnik korelacji między zmiennymi y_i i y_j .

W przypadku braku danych ze zbioru W zastępuje się, przy założeniu że wyznaczenie prognozy jest realizowane w przedziale zużycia normalnego, czasem eksploatacji maszyny [3,4]. Wówczas $r_j = r(\Theta_i, y_j)$; $j=1, \dots, m$; $i=1, \dots, K$ (r_j – współczynnik korelacji między zmiennymi $\Theta_i \in (\Theta_1, \Theta_b)$ (Θ_i – czas eksploatacji maszyny) i y_j).

Zaletą przedstawionych metod jest to, że pozwalają wybrać ze zbioru parametrów wyjściowych jednoelementowe, jak i wieloelementowe zbiory parametrów diagnostycznych. Zbiór jednoelementowy odnosi się do przypadku, gdy maszyna jest zdekomponowana na zespoły i konieczny jest wybór jednego parametru diagnostycznego. Zbiór wieloelementowy otrzymuje się, gdy w przedstawionych procedurach stosuje się mniej ostre ograniczenie polegające na zakwalifikowaniu do zbioru parametrów diagnostycznych tych parametrów, których wartości wskaźników są większe (mniejsze) od, przyjętych odpowiednio dla metody, małych (dużych) liczb dodatnich.

4. BADANIE JAKOŚCI ZBIORU PARAMETRÓW DIAGNOSTYCZNYCH

Badanie jakości zbioru parametrów diagnostycznych wymaga opracowania metod, które pozwolą określić czy dany sygnał diagnostyczny może być traktowany jako realizacja konkretnego modelu matematycznego. Rozpatrzone będą następujące modele matematyczne: liniowy, wykładniczy, harmoniczny i wielomianowy. Proponuje się przyjąć następującą metodykę weryfikacji modeli

Model liniowy

Badanie, w wyniku którego uzyskuje się odpowiedź czy dany sygnał diagnostyczny może być traktowany jak sygnał liniowy, polega na sprawdzeniu współczynnika korelacji liniowej $r_{j,n}$ wartości badanego sygnału diagnostycznego.

Jeżeli spełniona jest nierówność $r_{j,n} > r_j^{min}$

gdzie r_j^{min} - przyjęta minimalna wartość $r_{j,n}$, wtedy dany sygnał diagnostyczny możemy zaliczyć do modelu liniowego.

Model wykładniczy

Badanie, w wyniku którego uzyskuje się odpowiedź czy dany sygnał diagnostyczny może być traktowany jak sygnał wykładniczy, polega na logarytmowaniu wartości badanego sygnału i obliczeniu współczynnika korelacji liniowej $r_{j,n}$ wartości badanego sygnału diagnostycznego. Jeżeli spełniona jest nierówność $r_{j,n} > r_j^{min}$, wtedy dany sygnał diagnostyczny możemy zaliczyć do modelu wykładniczego.

Model harmoniczny

Badanie, w wyniku którego uzyskuje się odpowiedź czy dany sygnał diagnostyczny może być traktowany jak sygnał harmoniczny, polega na obliczeniu transformaty Fouriera sygnału diagnostycznego. Jeżeli spełniony jest następujący warunek $\forall_{n \in 1..N} \exists_{k \in 1..k} A(k) \gg A(n)$, gdzie A – amplituda sygnału, wtedy dany sygnał diagnostyczny możemy zaliczyć do modelu harmonicznego o częstotliwości k .

Model wielomianowy

Badanie, w wyniku którego uzyskuje się odpowiedź czy dany sygnał diagnostyczny może być traktowany jak sygnał wielomianowy, polega na:

1. obliczeniu funkcji aproksymacji wielomianowej przyjętego a priori stopnia np. 3-go.
2. obliczeniu błędu aproksymacji e_{ap} dla wszystkich punktów szeregu czasowego.

Jeżeli spełniona jest nierówność $e_{ap}(s) > e_{ap}^{max}$,
gdzie:

$e_{ap}(s)$ – błąd aproksymacji dla szeregu
czasowego s ,

e_{ap}^{max} – przyjęta przez użytkownika maksymalna
wartość błędu aproksymacji np. 10%,
wtedy dany sygnał diagnostyczny możemy zaliczyć
do modelu wielomianowego.

Modelowanie danych rozwija się i zmienia
wraz ze zmieniającymi się potrzebami
projektantów. Obecnie dominującą metodą
modelowania informacji są diagramy związków
encji (ER). Umożliwiają one modelowanie
relacyjnych baz danych, stanowiąc konceptualną
reprezentację obiektów informatyzowanej
rzeczywistości oraz zachodzących między nimi
powiązań. Pojawiają się w nim wszystkie dane,
które system przyjmuje i przetwarza.

W modelu ER informacje pogrupowane są
w jednostki danych – encje [1]. Każda jednostka
symbolizuje pewien obiekt rzeczywisty. Każdą
encję opisuje zestaw atrybutów. Wartości
atrybutów przechowywane są później w bazie
danych. Wśród atrybutów wyróżnia się atrybut
kluczowy, który pozwala zidentyfikować jednostkę
danych. Należy zapewnić jednoznaczny dostęp do
każdego zapisu w bazie danych.

Relacja typu R między jednostkami danych
(encjami) E_1, E_2, \dots, E_n określa zbiór powiązań
(asocjacji) między tymi jednostkami i stanowi
podzbiór produktu kartezjańskiego $E_1 \times E_2 \times \dots \times E_n$.
Każda jednostka danych ma co najmniej jedno
powiązanie z inną jednostką. Każda jednostka
danych może występować w określonej relacji
z jedną, żadną lub wieloma instancjami innych
jednostek danych.

Założenia funkcjonalne [4] programu do
przeprowadzania badań rozpoznawania
dotyczących stanu technicznego maszyn można
przedstawić następująco:

1. Wrażliwość prognozy i genezy będzie badana
w zależności od:

- wyboru horyzontu prognozy i genezy;
- liczby pomiarów sygnałów diagnostycznych
przed terminem badania przyjmowanym do
obliczenia prognozy i genezy;
- minimalnej liczby punktów czasowych
niezbędnych do uruchomienia predykcji
i genezy;
- zmiennej niezawodności analizowanych
maszyn spowodowanych np. naprawą;
- częstotliwości pomiarów sygnałów
diagnostycznych (krok czasowy);
- wyboru sygnałów diagnostycznych w procesie
rozpoznawania stanu.

2. Program powinien umożliwiać także
wprowadzanie następujących informacji:

- struktury analizowanych maszyn wraz
z opisem dotyczącym poszczególnych
zespołów;
- wartości sygnałów diagnostycznych;

c) określenie parametrów badania takich jak:

- wartości graniczne sygnałów,
- horyzont prognozy,
- horyzont genezy
- przedział ufności,
- numer badania,
- liczby pomiarów sygnałów diagnostycznych
przed terminem badania
przyjmowanym do obliczenia prognozy
i genezy.

3. Program powinien umożliwiać generowanie
zestawień (w tym zestawień tabelarycznych
i wykresów) określających wartości:

- błędów diagnozy;
- błędów prognozy;
- błędów genezy;
- promienia przedziału granicy tolerancji
prognozy i genezy;
- wartości terminu obsługiwanego.
- wartości terminu chwilowej niezdatności
maszyny w czasie (Θ_a, Θ_b).

Program umożliwia wprowadzanie informacji
do bazy danych o wybranych maszynach
i podzespołach maszyn istniejących w danym
przedsiębiorstwie. Dane przechowywane są
w formacie drzewa, którego wierzchołkami są
maszyny, z jednym poziomem zagłębienia,
w których przechowywane są dane dotyczące
podzespołów. Dla każdego wierzchołka liścia mogą
być wprowadzane wartości parametrów
diagnostycznych o określonej nazwie.

5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Przedstawione powyżej rozważania,
sformułowane w postaci algorytmów wyznaczania
zbioru parametrów diagnostycznych odnoszą się do
przedstawionego w opracowaniu schematu
rozpoznawania stanu maszyn.

Ze względu na zaproponowany niezbyt liczny
zbiór rozwiązań dopuszczalnych (zbiór metod
wyboru parametrów diagnostycznych
w poszczególnych obszarach rozpoznawania stanu)
nie można sformułować konkluzji, że opracowana
metodyka rozpoznawania stanu ma charakter
ostateczny i może stanowić gotowy projekt systemu
rozpoznawania maszyn. Jednak możliwość jej
stosowania we wszystkich fazach istnienia maszyn
może stanowić podstawę do dalszych prac
w obszarze softwaru i hardware'u.

Przykładem tego jest przedstawiony projekt
implementacji algorytmów wyznaczania
parametrów diagnostycznych, który:

- zawiera rozwiązanie problemu
przechowywania danych związanych
z sygnałami diagnostycznymi generowanymi
przez maszyny;
- umożliwia zapamiętanie podstawowych
informacji dotyczących sygnałów
diagnostycznych, a także informacji
o strukturze parku maszynowego w dowolnym
przedsiębiorstwie

- c) może być wykorzystany do budowy programu badania jakości procesu rozpoznawania stanu maszyn.

LITERATURA

- [1] Begier B.: Techniki inżynierii oprogramowania metodyki CASE. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 1996.
- [2] Gołębiowski A., Tylicki H.: Model procesu rozpoznawania stanu technicznego obiektów. WAT. Warszawa 1987.
- [3] Hohmann L.: Journey of the Software Professional: A Sociology of Software Development. Englewood Cliffs. NJ.1998.
- [4] Muller R. J.: Bazy danych język UML w modelowaniu danych. Wydawnictwo MIKOM, Warszawa 2000.
- [5] Tylicki H.: Optymalizacja procesu prognozowania stanu technicznego pojazdów mechanicznych. Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1998 [6] Tylicki H., Różycki J.: Metodologia badania wrażliwości prognozy stanu technicznego maszyn. Zeszyty Naukowe nr 229, Mechanika 48, Wydawnictwa Uczelniane ATR Bydgoszcz 2000.
- [7] Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki technicznej. Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1997.

Pracę zrealizowano w ramach projektu badawczego KBN nr 4 T07B 033 26



Dr hab. inż. Henryk Tylicki, prof. nadzw. ATR w działalności naukowej zajmuje się problemami diagnostyki technicznej, eksploatacji maszyn i optymalizacją systemów transportowych. Ma w swoim dorobku ponad 150 publikacji, w tym 6 pozycji książkowych (własne i współautorskie), 50 publikacji naukowych, 96 publikacji naukowo-technicznych i konferencyjnych. Wypromował kilkudziesięciu absolwentów studiów magisterskich i inżynierskich oraz recenzuje prace naukowo-badawcze, promocyjne, a także dorobek naukowy. Współpracuje z ośrodkami naukowymi (AGH, Wojskowa Akademia Techniczna, Politechnika Śląska, Politechnika Poznańska, Akademia Rolnicza w Lublinie). Odpoczywając zajmuje się sportem (tenis ziemny, żeglarstwo, narty) i czyta literaturę piękną.



Mgr inż. Jacek Różycki jest absolwentem Wydziału Telekomunikacji i Elektrotechniki Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy, specjalność: „systemy telekomunikacyjne. Pracuje w firmie JT-Soft produkującej oprogramowanie służące do integracji systemów komputerowych. Zajmuje się badaniem problemów prognozowania stanu maszyn.



Mgr inż. Joanna Żółtowska jest absolwentką Wydziału Mechanicznego Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy o specjalności „technologia maszyn”. Pracuje w Katedrze Maszyn Roboczych i Pojazdów ATR w Bydgoszczy. Zajmuje się zagadnieniami diagnostyki maszyn, a w szczególności optymalizacją procesu rozpoznawania stanu maszyn.

BADANIE JAKOŚCI DIAGNOZY MASZYN

Henryk TYLICKI
Joanna ŻÓLTOWSKA

Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy
Wydział Mechaniczny
Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów
ul. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz
tel. (52) 340 82 83
tylicki@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono problematykę badania jakości procesu wyznaczania testów i programów diagnostycznych stanu technicznego maszyn. Zaprezentowano także algorytmy wyznaczania testów i programów diagnostycznych stanu technicznego maszyn.

Słowa kluczowe: ocena stanu technicznego maszyn, algorytmizacja i implementacja procedur wyznaczania testów i programów diagnostycznych.

THE INVESTIGATION OF DIAGNOSIS MACHINE QUALITY

Summary

The problems of investigation of quality process marking the tests and diagnostic program of machine technical state in study was introduced. The algorithms of marking the tests and diagnostic program of machine technical state were presented also.

Key words: opinion of machines technical state, algorithmization and implementation of marking procedures of tests and diagnostic programmes.

1. WPROWADZENIE

Intensywny rozwój maszyn o coraz wyższym poziomie konstrukcyjnym i technologicznym stworzył wiele problemów natury technicznej i organizacyjnej. Jednym z tych problemów jest zapewnienie szybkiej i wiarygodnej informacji o stanie technicznym maszyny. Osiągnięcie tego celu jest możliwe pod warunkiem dostarczenia użytkownikowi efektywnych i optymalnych testów i programów diagnozowania.

2. CHARAKTERYSTYKA ZAGADNIENIA

Zastosowanie w procesie eksploatacji metod oceny stanu technicznego maszyn, będących podstawą automatyzacji procesu rozpoznawania ich stanu, wymaga optymalizacji: zbioru parametrów diagnostycznych, testów i programów diagnostycznych, metod genezowania i metod prognozowania. Rozwiązanie tych zadań zależy od wielu czynników związanych ze stopniem złożoności maszyn, wykorzystaniem obserwacji wielosymptomowych, jakości procesu eksploatacji oraz procesu zużycia.

W procesie rozpoznawania stanu szczególnie obok wyznaczenia zbioru sygnałów diagnostycznych, metody prognozowania i genezowania wydaje się być ważną problematyką wyboru metody wyznaczania testów i programów diagnostycznych w zależności od wiarygodności diagnozy, ilości informacji, prawdopodobieństwa uszkodzenia zespołów maszyny i kosztu testu lub programu diagnostycznego;

Przystępując do wyznaczania jednego z elementów rozpoznawania stanu jakim są programy kontroli stanu i lokalizacji uszkodzeń, prognozy oraz genezy stanu maszyn natrafia się na problemy, które obszarze badanie jakości zbioru sygnałów diagnostycznych maszyny sprowadzają się do następujących pytań:

- a) czy optymalny program lub test diagnostyczny jednoznacznie wyznacza diagnozę maszyny?
- b) czy jest wiarygodny?
- c) czy uzyskana diagnoza zawiera odpowiednią ilość informacji o stanie maszyny?

Skutkuje to oczywiście koniecznością udzielenia odpowiedzi na pytania, co możliwe będzie odpowiednich analiz i badań w zakresie badania proponowanych procedur wyznaczania programu lub testu diagnostycznego w aspekcie możliwości ich wykorzystania w procesie rozpoznawania:

- określenie optymalnej metody wyznaczania programu lub testu kontroli stanu i lokalizacji uszkodzeń w funkcji wiarygodności diagnozy;
- określenie optymalnej metody wyznaczania testu lub programu kontroli stanu maszyny;
- określenie optymalnej metody wyznaczania testu lub kontroli lokalizacji uszkodzeń maszyny,
- określenie optymalnej metody wyznaczania testu lub kontroli stanu maszyny i lokalizacji uszkodzeń maszyny.

Rozwiązanie tego bardzo obszernego problemu powinien być osiągnięty w wyniku realizacji następujących celów cząstkowych:

- wyboru metody wyznaczania optymalnego testu oraz programu kontroli stanu i lokalizacji uszkodzeń w zależności od:
 - wiarygodności diagnozy,
 - liczebności zbioru parametrów diagnostycznych,
 - czasu pracy maszyny;
- opracowanie i implementacja algorytmów wyznaczania testów i programów kontroli stanu i lokalizacji uszkodzeń maszyn;
- badanie wpływu czasu pracy maszyny na optymalny test lub diagram diagnostyczny.

3. METODY WYZNACZANIA TESTÓW I PROGRAMÓW DIAGNOSTYCZNYCH

3.1. Budowa testu i programu diagnostycznego kontroli stanu i lokalizacji uszkodzeń

W celu wyróżnienia zbioru \hat{D} proponuje się zastosować następujące kryteria $d_{\hat{a}} \in D_{\hat{D}}$ oraz

procedury $\varphi(\hat{D}) \in \Phi(\hat{D})$:

- $d_{\hat{D}1}$ - kryterium rozróżnialności stanów obiektu;
- $d_{\hat{D}2}$ - kryterium maksymalnej ilości informacji o stanie technicznym obiektu;
- $d_{\hat{D}3}$ - kryterium maksymalnej rozróżnialności stanów obiektu;

$d_{\hat{D}4}$ - kryterium zmodyfikowanego wskaźnika skuteczności informacyjnej;

$d_{\hat{D}5}$ - kryterium minimalnego kosztu (czasu) programu diagnostycznego.

Odpowiednio dla tak określonych kryteriów $d_{\hat{D}i} (D_{\hat{D}})$ formułuje się odpowiednio procedury

$\varphi_{\hat{D}i} \in \Phi_{\hat{D}}$:

$\varphi_{\hat{D}1}$ - procedura budowy testu metodą macierzy boolowskiej;

$\varphi_{\hat{D}2}$ - procedura budowy testu metodą informacyjną;

$\varphi_{\hat{D}4}$ - procedura budowy zmiennego programu diagnostycznego;

$\varphi_{\hat{D}5}$ - procedura budowy programu diagnostycznego metodą programowania dynamicznego.

3.1.1. Metoda macierzy boolowskiej

W wyniku realizacji metody otrzymuje się test do kontroli zdatności D_{KZ} lub test do lokalizacji uszkodzeń D_{LU} . W pierwszym przypadku na podstawie macierzy binarnej M_b^d (tabeli stanu)

należy utworzyć macierz boolowską M_b^{KZ} do kontroli zdatności, w której w miejsce stanów wprowadza się podzbiór par rozróżnialnych stanów $S_o, S_i, i = \overline{1, k}$, o postaci:

$$M_b^{KZ} = \begin{matrix} S_o, S_1 \\ S_o, S_2 \\ \vdots \\ S_o, S_i \\ \vdots \\ S_o, S_k \end{matrix} \left[\begin{array}{cccc|cccc} & & & & y_1 & y_2 & \dots & y_j & \dots & y_m \\ \hline & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & \\ \hline & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & \\ \hline & & & & & & & & & \end{array} \right] \quad (1)$$

$$M_{bij}^{KZ} = \begin{cases} 0 & \text{gdy } (1 - M_{bij}^d) = 0 \\ 1 & \text{gdy } (1 - M_{bij}^d) = 1 \end{cases} \quad (2)$$

Występujące w elementach macierzy $M_{bij}^{KZ} \in M_b^{KZ}$ jedynki oznaczają rozróżnialność stanu $S_i \in S$ przy pomocy parametru $y_j \in Y$, zaś zera – nierozróżnialność. Analizując następnie macierz M_b^{KZ} , do testu D_{KZ} wybiera się taki parametr

$y_j \in Y$, który w kolumnie posiada maksymalną liczbę jedynek.

W przypadku gdy j-ta kolumna nie zawiera samych jedynek, szuka się brakujących jedynek w n-tej kolumnie i w przypadku ich wystąpienia dołącza się wówczas n-ty parametr $y_n \in Y$ do testu \hat{D}_{KZ} .

Wówczas test \hat{D}_{KZ} przyjmuje postać:

$$D_{KZ}^1 = \{y_j, y_n\}, D_{KZ}^2 = \{d_j, d_n\} \quad (3)$$

d_j – sprawdzenie wartości parametru y_j .

W przypadku określania elementów testu D_{LU} należy utworzyć macierz boolowską M_b^{LU} do lokalizacji uszkodzeń, w której w miejsce stanów wprowadza się podzbiór par stanów S_i, S_k ; $i = \overline{1, k}$; $k = \overline{1, k}$; $i \neq k$, o postaci:

$$M_b^{KZ} = \begin{matrix} S_1, S_1 \\ S_1, S_2 \\ \vdots \\ S_i, S_i \\ \vdots \\ \vdots \\ S_{k-1}, S_k \end{matrix} \begin{matrix} y_1, y_2, \dots, y_j, \dots, y_m \\ | \\ | \\ | \\ \text{-----} \\ | \\ | \\ | \end{matrix} \quad (4)$$

$$M_{bij}^{LU} = \begin{cases} 0 & \text{gdy } |M_{bij}^d - M_{bij}^d| = 0 \\ 1 & \text{gdy } |M_{bij}^d - M_{bij}^d| = 1 \end{cases} \quad (5)$$

Występujące w elementach macierzy $M_{bij}^{KZ} \in M_b^{KZ}$ jedynki oznaczają rozróżnialność między stanami $S_i \in S$ i $S_k \in S$ przy pomocy parametru $y_j \in Y$, zaś zera nierozróżnialność.

Analizując następujące macierze M_b^{LU} , do testu D_{LU} wybiera się taki parametr $y_j \in Y$, który w kolumnie posiada maksymalną liczbę jedynek. W przypadku gdy j-ta kolumna nie zawiera samych jedynek należy szukać brakujących jedynek w n-tej kolumnie lub w $n+1$ kolumnie.

W przypadku ich występowania dołącza się n-ty i $n+1$ -ty parametry do testu D_{LU} . Wówczas test D_{LU} przyjmuje postać:

$$D_{LU} = \{y_j, y_n, y_{n+1}\} \quad (6)$$

$$D_{LU} = \{d_j, d_n, d_{n+1}\}. \quad (7)$$

3.1.2. Metoda informacyjna

Metoda ta polega na tym, że przy wyborze sprawdzeń $d_j \in D$ parametrów $y_j \in Y$ do testu \hat{D} wykorzystuje się ilość informacji o stanie technicznym maszyny dostarczonej przez każde sprawdzenie $d_j \in \hat{D}$. Przyjmując, że maszyna może znajdować się w jednym ze stanów $s_i \in S$ i oznaczając przez p_i prawdopodobieństwo znalezienia się obiektu w stanie $s_i \in S$, nieokreśloność stanu obiektu można wyrazić jego entropią:

$$E(s) = -\sum_{i=0}^k p(s_i) \cdot \lg_2 p(s_i) \quad (8)$$

Każde sprawdzenie d_j zawiera pewną ilość informacji $I(d_j)$ o stanie technicznym obiektu S. Jak przyjęto w pracy [1] ilość informacji jakiej można dostarczyć badaniem parametru y_j jest równa entropii $E(y_j)$ badania parametru y_j .

Przyjmując powyższe, aby zbudować program D, przy wykorzystaniu metody skuteczności informacyjnej należy:

1. Określić entropię początkową maszyny

$$E(s) = -\sum_{i=1}^k p(s_i) \cdot \lg_2 p(s_i) \quad (9)$$

2. Dokonać wyboru pierwszego parametru diagnostycznego do testu $\hat{D}_T(a=1)$, wg kryterium:

$$y(a) = [y_j : \eta(d_j)] = \max_{y_j \in Y} \eta(d_j) \quad (10)$$

gdzie:

$\eta(d_j)$ - wskaźnik skuteczności informacyjnej

$$\eta(d_j) = \frac{I(d_j)}{c(d_j)} \quad (11)$$

$$I(d_j) = - \sum_{w=0}^1 p(y_j^w) \cdot \lg_2 p(y_j^w) \quad (12)$$

$$p(y_j^w) = \sum_{i=1}^k p(s_i / y_j^w) \quad (13)$$

gdzie:

$p(y_j^w)$ - prawdopodobieństwo uzyskania wyniku sprawdzenia W przy badaniu parametru y_j

W=0 - negatywny wynik sprawdzenia, $y_j = y_{gr}$

w=1 - pozytywny wynik sprawdzenia, $y_j \neq y_{gr}$

$c(y_j)$ - koszt badania j-tego parametru y_j

3. Wybór następujących parametrów diagnostycznych do testu \hat{D} dokonywać wg kryterium z pkt. 2, przy czym:

$$\eta_j = \frac{I(y_j / y_{(1)}, y_{(2)}, \dots, y_{(a)})}{c(y_j)} \quad (14)$$

$$I(y_j / y_{(1)}, y_{(2)}, \dots, y_{(a)}) = \sum_{w_1}^w p(y_{(1)}^{w_1}, y_{(2)}^{w_2}, \dots, y_{(a)}^{w_a}) \cdot I(y_j / y_{(1)}^{w_1}, y_{(2)}^{w_2}, \dots, y_{(a)}^{w_a}) \quad (15)$$

$a = \overline{I.A}$ - zbiór numerów parametrów wybranych do testu \hat{D} ,

$b = \overline{I.B}$ - zbiór numerów parametrów nie wybranych do testu \hat{D}

$$W_a = 0$$

$$p = (y_j / y_{(1)}^{w_1}, y_{(2)}^{w_2}, \dots, y_{(a)}^{w_a}) = \sum_{i=1}^k p(s_{i(1)}, y_{(2)}^{w_2}, \dots, y_{(a)}^{w_a}) \quad (16)$$

4. Sprawdzić warunek końca obliczeń jeśli:

$$I(y_{(1)}) + I(y_{(2)} / y_{(1)}) + \dots + I(y_{(a)} / y_{(1)}, y_{(2)}, \dots, y_{(a-1)}) \geq H(s) \quad (17)$$

to test diagnostyczny przyjmuje postać:

$$D_T = \langle y_1, y_2, \dots, y_A \rangle \quad (18)$$

W przeciwnym przypadku należy przejść do wyboru następnego parametru diagnostycznego, tzn. kontynuować obliczenia wg punktu 3.

Przedstawiony algorytm przedstawia test diagnostyczny \hat{D} , który określa jednocześnie stan techniczny obiektu. Jego wykorzystanie do D_{KZ} i D_{LU} zależy od określenia macierzy M_d^b i wektora prawdopodobieństwa $\{p(s_i)\}$.

W przypadku testu kontroli zdatności obiektu \hat{D}_{KZ} dla wykorzystania przedstawionego algorytmu należy tak skonstruować macierz bierną M_d^b , aby jeden z jej wierszy odpowiadał stanowi zdatności $s_0 \in S$. Elementy macierzy w tym wierszu powinny mieć wartość 0 co oznacza, że żadne ze sprawdzeń $d_j \in \hat{D}$ nie daje żadnej informacji o uszkodzeniach obiektu.

Trzeba też odpowiednio ustalić wektor prawdopodobieństwa a priori występowania stanów $\{p(s_i)\}$. Proponuje się przyjąć:

$$\sum_{i=1}^k p(s_i) = 0,5 \quad (19)$$

oraz

$$p(s_0) = 0,5 \quad (20)$$

co przy braku wyników badań niezawodnościowych umożliwia obliczenie:

$$p(s_i) = \frac{1}{2k} \quad (21)$$

przy spełnieniu warunku

$$\sum_{i=0}^k p(s_i) = 1 \quad (22)$$

W przypadku testu lokalizacji uszkodzenia obiektu \hat{D}_{LU} dla wykorzystania przedstawionego algorytmu macierz M_d^b zawiera już wiersze charakteryzujące stany z podzbioru niezdatności

$$S^1 = \{s_i\} \quad i = \overline{1, k} \quad (23)$$

Przy braku wyników niezawodnościowych wektor prawdopodobieństw a priori proponuje się określić jako:

$$p(s_i) = \frac{1}{K} \quad (24)$$

przy spełnieniu warunku:

$$\sum_{i=1}^k p(s_i) = 1 \quad (25)$$

$$I(y_j) = - \sum_{w=0}^{W=1} p(y_j^w) \cdot \lg_2 p(y_j^w) \quad (30)$$

$$p(y_j^w) = \sum_{i=1}^k p(s_i / y_j^w) \quad w = 0 \gamma 1 \quad (31)$$

3.1.3. Metoda zmiennego programu diagnostycznego wg wskaźnika skuteczności informacyjnej

Metoda ta stanowi pewne rozwinięcie metody informacyjnej przedstawionej powyżej. Wykorzystując zmodyfikowany wskaźnik skuteczności informacyjnej

$$\eta_j = \frac{I(d_j)}{c(d_j)} \quad (26)$$

gdzie: $c(d_j)$ – koszt sprawdzenia $d_j \in \hat{D}$ umożliwia jednocześnie wyznaczenie zmiennego programu kontroli zdatości i lokalizacji uszkodzeń \hat{D}_z .

Podstawę do obliczeń stanowią:

- zbiór sprawdzeń wyznaczony według odpowiedniego algorytmu;
- macierz binarna M_d^b .
- wektor prawdopodobieństwa a priori występowania stanów.

Wyznaczenie programu \hat{D}_z przeprowadza się wówczas wg następującej procedury:

1. Na podstawie macierzy M_d^b wyznaczyć koszty umowne dla każdego sprawdzenia $d_j \in \hat{D}$ według wyrażenia (w przypadku gdy koszty są nieznane)

$$c(d_j) = \frac{k - b(j)}{k} \quad (27)$$

gdzie: $b(j)$ – liczba „1” w j-tej kolumnie macierzy M_d^b .

Wyznaczenie umownych kosztów zapewnia, że sprawdzenie d_j „posiadające” maksymalną liczbę „1” w macierzy M_d^b / szybko identyfikuje stan niesprawności $s_i \in S^1$ /, będzie najtańsze.

2. Wybrać pierwszy parametr diagnostyczny wspólny dla całego programu wg kryterium skuteczności informacyjnej:

$$y_{(1)}^i = [y_i : \eta_j = \max(\eta(y_i))] \quad (28)$$

$$\eta_j = \frac{I(y_j)}{c(y_j)} \quad (29)$$

Wybrany w ten sposób parametr diagnostyczny dzieli zbiór stanów obiektu na dwa podzbiory. O przynależności stanów do jednego /lub drugiego/ z nich decyduje pozytywny/ lub negatywny/ wynik sprawdzenia tego parametru.

3. Wybrać kolejne parametry diagnostyczne, różne dla „i”-tych zmiennych programów diagnostycznych (w zależności od zbioru wybranych już parametrów dla danego stanu) korzystając z kryterium maksymalnej ilości informacji:

$$y_a^i = [y_a^i : I(y_j^i / y_{(1)}^i), y_{(2)}^i, \dots, y_{(a)}^i = \max I(y_j^i)] \quad (32)$$

gdzie: $I_j^i(y_j^i / y_{(1)}^i, y_{(2)}^i, \dots, y_{(a)}^i)$ - określone jak w punkcie 6.1.4.2, z tą jednak różnicą, że odnalezienie dla określonych już wcześniej podzbiorów.

Wyboru kolejnych parametrów diagnostycznych dla i-tego zmiennego programu diagnostycznego dokonuje się tak długo, aż skutek kolejnego podziału podzbiorów otrzyma się zbiór jednoelementowy, co jest równoznaczne z identyfikacją jednego ze stanów obiektu.

4. Sprawdzić warunek końca obliczeń.

- Wybór wszystkich A parametrów diagnostycznych /ze wzoru \hat{D} / do „i”-tych zmiennych parametrów diagnostycznych lub
- wcześniejsze określenie zmiennego programu diagnostycznego \hat{D}_z /kolejne podziały na podzbiory dały w efekcie zbiory jednoelementowe/ w postaci:

$$D_z^i = \begin{bmatrix} y_1 & y_2 & y_3 & \dots & y_5 \\ y_1 & -y_2 & \dots & \dots & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ -y_1 & y_3 & \dots & \dots & \dots \\ -y_1 & -y_3 & \dots & \dots & \dots \end{bmatrix} \Rightarrow \begin{matrix} S_1 \\ S_2 \\ S_i \\ \vdots \\ S_k \end{matrix} \quad (33)$$

gdzie i-ty wiersz macierzy \hat{D}_z

$$D_z^i = [y_{(1)}, y_{(2)}, \dots, y_{(5)}] \quad (34)$$

oznacza zmienny program diagnostyczny dla lokalizacji i-tego stanu.

Jeżeli nie zachodzi jeden z powyższych przypadków /a, b/ należy kontynuować wybór kolejnych sprawdzeń d_j parametrów y_j do programu diagnostycznego wg punktu 3

Interpretacja otrzymanego w postaci macierzy \hat{D}_z , zmiennego programu diagnostycznego jest następująca:

-dokonać sprawdzenia $d_{(1)}$ pierwszego parametru

$y_{(1)}$,

-w przypadku pozytywnego wyniku sprawdzenia $d_{(1)}$ dokonać sprawdzenia $d_{(2)}$ wartości parametru

$y_{(2)}$,

- w przypadku pozytywnego wyniku sprawdzenia $d_{(2)}$ dokonać sprawdzenia $d_{(3)}$ wartości parametru

$y_{(3)}$,

- w przypadku pozytywnego wyniku sprawdzenia $d_{(3)}$ dokonać sprawdzenia $d_{(5)}$ wartości parametru

$y_{(5)}$,

- negatywny wynik sprawdzenia $d_5=D_5^0$ lokalizują stan S_1 obiektu.

Określony w powyższy sposób zmienny program diagnostyczny jest optymalny ze względu na maksimum informacji. Jest to równoważne z dążeniem do maksymalnej równomierności dendrytu programu diagnostycznego, co prowadzi do minimalizacji liczby sprawdzeń wchodzących w skład pełnego programu diagnostycznego \hat{D}_z .

Wprowadzenie w pierwszym punkcie algorytmu kryterium skuteczności informacyjnej ma na celu przystosowanie algorytmu do wyznaczania programu zabezpieczającego kontrolę zdatności jak i też lokalizację uszkodzeń.

3.4.5. Metoda klasyfikacji stanów maszyn

Analiza literaturowa badań w zakresie rozpoznawania stanów maszyn pozwoliła na stwierdzenie możliwości wykorzystania kwalifikowania rejestrowanych przebiegów zmian wartości parametrów diagnostycznych w procesie diagnozowania. Możliwości takie ukazuje rozwiązanie zastosowane w rozpoznawaniu stanów układu hydraulicznego koparki [3]. Polega to na opracowaniu specjalistycznej aplikacji, przeznaczonej do kwalifikowania zarejestrowanych zmian wartości parametru diagnostycznego do określonej klasy. Możliwe są wówczas do wyróżnienia są następujące klasy:

- klasa 1 – układ hydrauliczny (zespół) zdatny;
- klasa 2 – układ hydrauliczny (zespół) niezdatny;

- klasa 3 – układ hydrauliczny (zespół) zdatny zadaniowo (stany alertowe, zagadnienia prognozowania stanu).

Przyporządkowanie stanu do jednej z wymienionych klas wymaga uprzedniego określenia:

- parametru diagnostycznego;
- miary parametru diagnostycznego;
- wartości granicznych miary parametru diagnostycznego.

Rozpoznanie i zaliczenie obserwacji do klasy pozwala na wygenerowanie diagnozy stanu technicznego obiektu. Statystyczne kryterium podejmowania decyzji oparte jest na algorytmie rozpoznawania Bayesa [3]. Niech χ^p , gdzie P wymiar wektora parametrów, będzie przestrzenią obserwacji. Niech M będzie przestrzenią klas i równocześnie (dla uproszczenia) przestrzenią decyzji. Dla zadanych (lub estymowanych) prawdopodobieństw pojawia się obserwacja (obraz) x z danej klasy m , tzn. P_1, P_2, \dots, P_M , oraz dla zadanych, estymowanych rozkładów gęstości M prawdopodobieństw warunkowych $Q(x|1), Q(x|2), \dots, Q(x|M)$. Statystyczne rozpoznawanie polega na przyporządkowaniu losowo pojawiającemu się obrazowi $x = (x_1, x_2, \dots, x_p, \dots, x_M) \in \chi^p$; decyzji o jej przynależności do jednej z klas.

Funkcję $\Psi(x)$ dla której obraz $x \in m$ nazywamy regułą decyzyjną.

Wprowadzając pojęcie ryzyka średniego $R(\Psi)$:

$$R(\Psi) = R_m(x) = \sum_{l=1}^M c_{m,l} P(l/x), \quad (35)$$

gdzie: $c_{m,l}$ – element macierzy strat, który określa wartość straty wynikającej z zaliczenia obserwacji (obrazu) z klasy l jako należącej do klasy m .

Ponieważ prawdopodobieństwo $P(l|x)$ z jakim rozpoznawany obraz reprezentuje klasę m jest związane z gęstością prawdopodobieństw warunkowych, zależnością Bayesa:

$$P(m|x) = \frac{Q(x/m)P_m}{\sum_{l=1}^M Q(x/l)P_l}; \quad (36)$$

$$m = 1, 2, \dots, M$$

oraz uwzględniając fakt że dla danego obrazu x mianownik zależności na $P(x|m)$ jest stały można zależność na ryzyko średnie sprowadzić do postaci:

$$R_m(x) = \sum_{l=1}^M c_{m,l} Q(x/l)P_l. \quad (37)$$

Wobec tego reguła rozpoznawania Bayesa $\Psi(x)$ przyjmie następującą postać:

$$\Psi(x) = m \quad \text{tzn. } x \in m \quad (38)$$

jeśli:

$$R_m(x) < R_l(x); \text{ jeśli } \Lambda_{k \neq l}; k=1, M. \quad (39)$$

Sytuacja, kiedy znamy wartości wszystkich rozkładów jest sytuacją idealną i w praktyce nie występuje.

Wiele systemów rozpoznających, oparte są na prostym pomysle przypisania obserwacji do klasy, do której ma ona najbliższej. W algorytmach rozpoznawania nieparametrycznego występują określone związki pomiędzy dwoma obserwacjami (obrazami), lub też między obserwacją a jej wzorcem danej klasy, nazywane funkcjami podobieństwa FP. Są one miarą umożliwiającą realizację reguły decyzyjnej. Funkcje podobieństwa mogą występować w postaci funkcji odległości (w skrócie zwanej odległością), lub funkcji bliskości. Do najczęściej stosowanych algorytmów wykorzystujących tę metodę klasyfikacyjną należą:

- a) metoda najbliższego sąsiada (zastosowano ją jako klasyfikator w postaci makra);
- b) metoda k - najbliższych sąsiadów (stanowiący modyfikację tej pierwszej).

Algorytm NN (Nearest Naighbour – najbliższy sąsiad) działa na zasadzie przypisania nowej obserwacji x do znanych wcześniej klas ciągu uczącego CU [3].

W procesie rozpoznawania właściwego pojawia się nowa obserwacja (obraz), którego przypisanie do określonej klasy jest nieznane $\{x\} \in \chi^p$. Procedura algorytmu NN dokonuje obliczenia funkcji podobieństwa (najczęściej odległości) pomiędzy wszystkimi obserwacjami (obrazami) ciągu uczącego CU, a nieznaną (nową) obserwacją x :

$$FP(x, W_{m,i}) \quad (40)$$

dla $m = 1, 2, \dots, M, i = 1, 2, \dots, I_m$

przy czym $W_{m,i} = x(m,i)$

Po obliczeniu wszystkich funkcji podobieństwa wyszukiwana jest najmniejsza z nich (w przypadku odległości), a jako decyzja klasyfikatora podawana jest nazwa (kod) lub numer klasy do której należał obraz ciągu uczącego i który okazał się najbardziej bliski, w sensie funkcji podobieństwa do obrazu rozpoznawanego:

$$\Psi(x) = m \text{ dla } x \in m \quad (41)$$

jeśli:

$$FP(x, W_{m,l}) < FP(x, W_{l,l}) \quad (42)$$

$$\text{dla } \Lambda_{m \neq l}; m, l = 1, 2, \dots, M. \quad (43)$$

Metoda najbliższego sąsiada pomimo znacznego czasu rozpoznawania, charakteryzuje się wysoką dokładnością rozpoznawania wynoszącą 90% [3]. Uwzględniając takie kryteria jak: rodzaj obrazu (400 wektorów), możliwości obliczeniowe sprzętu i dostępnych programów, czas rozpoznawania i dokładność oraz wykorzystując pakiet Visual Basic dla aplikacji w MS Excel, opracowano program do rozpoznawania oscylogramów.

W zaproponowanym rozwiązaniu jako funkcję podobieństwa, z wielu stosowanych w algorytmach minimalno – odległościowych, możliwe jest zastosowanie odległości Euklidesowej:

$$d_{ij} = \sqrt{\sum_{k=1}^p (x_{ik} - x_{jk})^2} \quad (44)$$

Określenie zbioru uczącego realizuje się podczas badań układów hydraulicznych i polega na rejestrowaniu zmian wartości parametrów diagnostycznych dla układów hydraulicznych (zespołów) zdalnych. Tworzy się w ten sposób macierz danych należących do klasy 1. Następnie wprowadzając kolejne rozregulowania i uszkodzenia, dokonuje się rejestracji zmian wartości parametrów diagnostycznych dla układów hydraulicznych (zespołów) niezadanych i zdalnych zadaniowo tworząc macierz obserwacji.

4. Wnioski

Przeprowadzona prezentacja różnych możliwości budowy testów i programów diagnostycznych maszyn pozwala na sformułowanie następujących wniosków:

1. Wszystkie prezentowane algorytmy pozwalają wyznaczyć optymalne, ze względu na przyjmowane kryterium, testy i programy diagnostyczne.
2. Metoda klasyfikacji stanu maszyny, ze względu na to, że nie korzysta z macierzy obserwacji: parametr – stan wydaje się być najprostszą, szczególnie w sytuacji niepełnej informacji o relacji: parametry diagnostyczne – stany maszyny.
3. Ze względu na powyższe w celu określenia zbioru parametrów diagnostycznych proponuje się do dalszych badań procedurę Φ_{y^2} oraz metodę klasyfikacji stanu maszyny.

LITERATURA

- [1] Gołębiowski A., Tylicki H.: Model procesu rozpoznawania stanu technicznego obiektów. WAT. Warszawa 1987.
- [2] Cholewa W., Kaźmierczak J.: Data processing and reasoning in technical diagnostics. WNT, Warszawa 1995.
- [3] Surówka L.: Diagnozowanie układów hydraulicznych. Materiały seminarium KMRiP, ATR . Bydgoszcz 2004.
- [4] Tylicki H.: Optymalizacja procesu prognozowania stanu technicznego pojazdów mechanicznych. Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1998.
- [5] Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki technicznej. Wydawnictwa uczelniane ATR, Bydgoszcz 1997.

Pracę zrealizowano w ramach projektu badawczego
KBN nr 4 T07B 033 26

Informacje o Autorach znajdują się na stronie 62.

SILNIKI SPALINOWE ŹRÓDŁEM SZKODLIWYCH SKŁADNIKÓW SPALIN

Karol KWIATKOWSKI, Bogdan ŻÓŁTOWSKI

Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów, Akademia Techniczno – Rolnicza w Bydgoszczy,
ul. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz, e-mail: kmrip@mail.atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W ostatnich latach cały wysiłek konstruktorów był skierowany na zmniejszenie emisji związków toksycznych wydalanych przez silniki spalinowe pojazdów. W pracy tej przedstawiono wpływ zmian stanu silnika (jakości procesu spalania oraz rozregulowań silników) na wzrost toksycznych składników spalin.

Słowa kluczowe: ekologia, silniki spalinowe, toksyczne składniki spalin.

COMBUSTION ENGINES AS THE SOURCE OF EXHAUST GAS HARMFUL COMPONENTS

Summary

Last years whole constructors' effort was directed into reduction of toxic compounds emission, voided by vehicles combustion engines. The paper introduces the influence of combustion engine process as well as putting out of combustion process order on growth of toxic compounds emission.

Keywords: ecology, combustion engines, toxic components of exhaust gas.

1. WPROWADZENIE

Szybki przyrost liczby samochodów na świecie stanowi w aspekcie ekologicznym istotny czynnik degeneratywny. Zwiększający się udział pojazdów z silnikami o ZS zaznaczył się wzrostem stężeń szkodliwych składników i cząsteczek stałych (PM) w strukturze globalnej emisji zanieczyszczeń atmosferycznych i wymusił konieczność podjęcia działań ograniczających skalę tej emisji. Zagrożenie tymi substancjami jest szczególnie wysokie w dużych aglomeracjach miejskich i w bezpośrednim sąsiedztwie tras komunikacyjnych. Także w Polsce podjęto działania, których celem jest ograniczenie emisji toksycznych składników spalin pochodzenia motoryzacyjnego. Z pewnym opóźnieniem w stosunku do systematycznie wprowadzanych ograniczeń emisji szkodliwych składników spalin dla środowiska rozpoczęto ustanawiać przepisy dotyczące emisji hałasu przez pojazdy samochodowe. Obecnie istnieje tendencja do globalnego traktowania zagrożeń środowiska ze strony motoryzacji wraz z zagrożeniami bezpieczeństwa.

2. ZAGROŻENIE ŚRODOWISKA ZE STRONY SILNIKÓW

Pomimo stosowania we współczesnych konstrukcjach silników spalinowych części o dużej niezawodności ich stan w procesie eksploatacji stale

się zmienia i nieuchronnie prowadzi do zużycia granicznego grożącego awarią silnika. Ocena stanu silnika spalinowego w czasie jego eksploatacji w dużej mierze ma charakter wynikowy i często dokonywana jest subiektywnie. Silniki o ZS w porównaniu z silnikami o ZI charakteryzują się wyższą sprawnością oraz spalają znacznie mniej paliwa. W silniku o ZS podstawowym procesem energetycznym jest proces spalania. Z tego względu toksyczność spalin w silniku ZS zależy głównie od przebiegu procesu spalania heterogenicznej mieszaniny paliwowo – powietrznej. Na przebieg spalania dominujący wpływ wywierają: przebieg wtrysku paliwa, zawirowanie powietrza w komorze spalania oraz stale zmieniający się skład ładunku w komorze spalania, w której ubywa powietrza a przybywa spalin. Podstawowymi źródłami emisji substancji szkodliwych z silnika spalinowego są: układ wylotowy, układ paliwowy i skrzynia korbowa.

Dominującym źródłem emisji jest układ wylotowy silnika. We współczesnych silnikach w stosunku do emisji z układu wylotowego – emisja z układu paliwowego jest niewielka, a ze skrzyni korbowej śladowa.

3. OCENA SZKODLIWYCH SKŁADNIKÓW SPALIN SILNIKÓW SPALINOWYCH

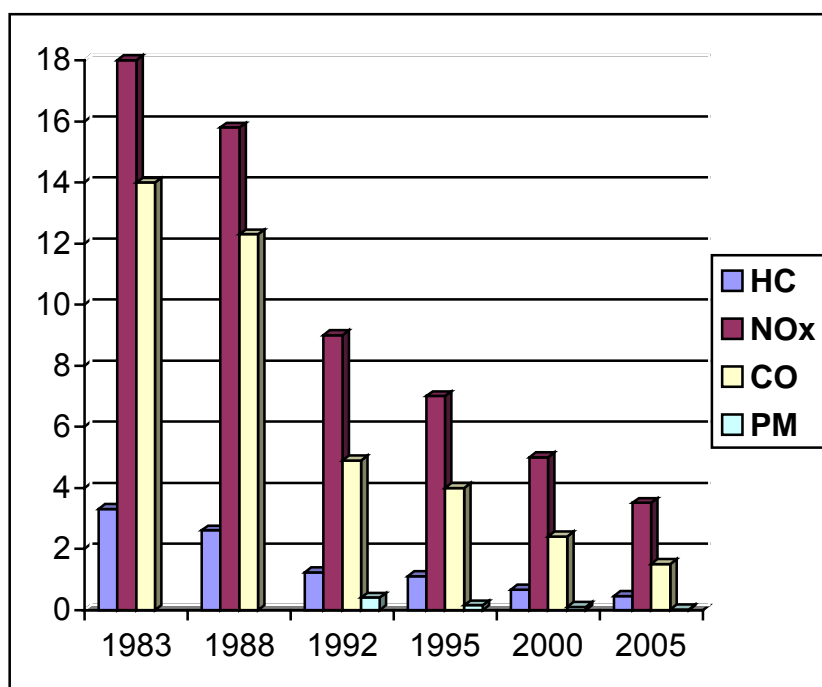
Obecnie do kontroli toksyczności spalin samochodowych zgodnie z przepisami przeglądów technicznych pojazdów i diagnostyki silników należy korzystać z nowoczesnych urządzeń diagnostycznych za pomocą których można kontrolować i regulować silniki spalinowe.

Pomiar stopnia toksyczności spalin pojazdów z silnikami o ZI dokonuje się za pomocą przyrządu (analizatora spalin), przeznaczonego do pomiaru zawartości w spalinach: węglowodorów (HC), tlenu (O_2), tlenku węgla (CO), dwutlenku węgla (CO_2) oraz określa współczynnik nadmiaru powietrza (λ) a także temperaturę oleju i prędkość obrotową silnika. Wszystkie te wyniki pokazywane są na wyświetlaczach i mogą być drukowane na dołączonej drukarce. Pomiar CO, CO_2 , HC odbywa się na zasadzie prześwietlenia spalin wiązką podczerwieni, zaś O_2 metodą elektrochemiczną. Obrotomierz podłączony jest do przewodu zapłonowego wysokiego napięcia natomiast

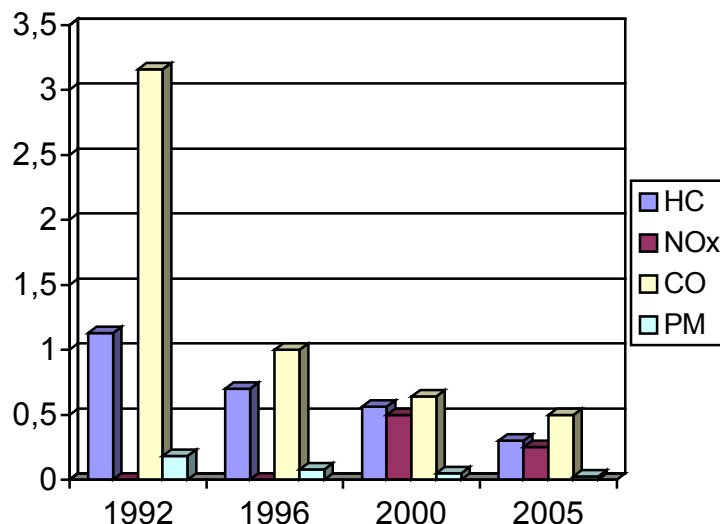
temperatura oleju mierzona jest czujnikiem termoparowym wsuwanym w miejsce miarki poziomu oleju. Analizator jest przystosowany do pracy w temperaturze otoczenia od $+5$ do $+40^\circ C$ przy wilgotności względnej nie przekraczającej 90% i ciśnieniu atmosferycznym $1000hPa \pm 25hPa$.

Wysokoprężne silniki spalinowe w porównaniu z silnikami o ZI nie mają jednolitego przyrządu (urządzenia) w pełni zautomatyzowanego do pomiaru takich składników spalin jak: tlenek węgla (CO), tlenki azotu (NO_x), węglowodory (HC) oraz cząstek stałych (PM).

Stosowane w kraju dymomierze pozwalają określić ilość zawartej w spalinach silnika ZS sadzy, temperaturę oleju, obroty silnika, czas trwania wtrysku i czas przyspieszenia silnika. Natomiast nie określają ilości CO, NO_x , HC w spalinach zgodnie z wymogami EURO 1,2,3,4, których to ilość podczas eksploatacji silnika ZS będzie wzrastała z uwagi na zużycie poszczególnych układów silnika. Wartości dopuszczalne poszczególnych mierzonych składników spalin według kolejnych norm EURO przedstawiono na rysunkach 1 i 2.



Rys.1. Kryteria UE tzw. EURO dla samochodów z silnikami ZS o masie całkowitej powyżej 3,5 T – g/kW/h



Rys.2. Kryteria UE tzw. EURO dla samochodów osobowych z silnikami ZS – g/km

Urządzeniem spełniającym wymogi EURO 1,2,3,4 jest analizator spalin LANCOM III, przy pomocy którego można dokonać pomiaru dziewięciu gazów jednocześnie (CO, CO₂, NO, NO₂, HC, SO₂, H₂S, O₂, PM). Ponadto umożliwia on bezpośredni pomiar temperatury spalin oraz wyposażony jest w czujnik temperatury otoczenia. Wbudowana drukarka termiczna umożliwia natychmiastowy wydruk danych pomiarowych. Na wydruku zawarte są ilości gazów w spalinach silnika o ZS wraz z datą i czasem pomiaru. Niezależnie od wymienionych zalet koszt tego analizatora jest stosunkowo duży.

Do toksycznych składników spalin emitowanych przez silniki o ZI należą:

Tlenek węgla (CO) – jest to produkt niedokończonego spalania węgla w wyniku zbyt małej ilości tlenu oraz zbyt krótkiego czasu aby ulec pełnemu spalaniu. Jest gazem trującym, bezbarwnym i bezwonym.

Węglowodory (HC) – są to niespalone lub częściowo spalone cząstki paliwa. Przyczyny powstawania węglowodorów są takie same jak tlenu węgla. Mają działanie rakotwórcze oraz uczestniczą w tworzeniu smogu.

Tlenki azotu (NO₂) – wielkość emisji tlenu azotu zależy od wartości szczytowych temperatur podczas procesu spalania oraz czasu ich oddziaływania. Dwutlenek azotu ma silnie trujące właściwości. Wiąże się z hemoglobina i w krótkim czasie może wywołać objawy porażenia. Ponadto podrażnia on płuca, a przy dłuższym oddziaływaniu nadżera tkankę płuc doprowadzając do jej perforacji, może nawet spowodować śmierć.

Tlenki siarki (SO₂ i SO₃) – udział motoryzacji w ogólnej emisji tych związków nie przekracza 3%. Dwutlenek siarki jest również głównym składnikiem kwaśnego deszczu. Dwutlenek siarki jest gazem

silnie drażniącym. Łatwo rozpuszcza się w wydzielinie błon śluzowych, tworząc kwas siarkowy, który działa drażniaco na błony.

Związkami toksycznymi emitowanymi przez silniki o ZS są głównie: tlenki azotu (NO_x), nie spalone węglowodory HC, tlenek węgla CO, a przede wszystkim cząstki stałe PM.

Cząstki stałe – PM (Particulate Matter) – za cząstki stałe uważa się produkty wydostające się z układu wylotowego silnika o konsystencji ciekłej lub stałej, zawierającej między innymi pewną ilość cząstek węgla, związków siarki i azotu, metali oraz ciężkich węglowodorów. W wyniku lokalnego niedoboru powietrza w komorze spalania powstaje sadza absorbująca węglowodory i związki nieorganiczne: SO₂, NO_x i kwasy siarkowe. Obecność sadzy w spalinach powoduje ich zadymienie. Zadymienie staje się zauważalne gołym okiem już przy zawartości sadzy wynoszącej około 100 mg/m³. Natomiast zawartość sadzy około 600 mg/m³ postrzegane jest jako gęsty, czarno – brązowy dym. Sadza, która jest w istocie chemicznie czystym węglem, sama nie jest toksyczna. Stanowi jednak nośnik węglowodorów w tym aromatycznych, uważanych za rakotwórcze. Szkodliwość oddziaływania cząstek stałych na środowisko naturalne i organizmy żywe wynika też z faktu, że ze względu na małe wymiary cząstki utrzymują się długo w atmosferze i są łatwo wchłaniane przez układ oddechowy człowieka. W ten sposób umożliwiają wnikiwanie do organizmu metali ciężkich takich jak: związków siarki, azotu, ołowiu i węglowodorów.

W tabeli 1 przedstawiono przeciętne ilościowy skład gazów spalinowych silników spalinowych z podziałem na silniki o ZI i ZS.

Tabela 1. Ilościowy skład gazów spalinowych silników o ZI i ZS [9]

Składniki gazów spalinowych	Jednostka miary	Silniki z zapłonem		Ocena toksyczności
		iskrowym	samoczynnym	
Azot	% obj.	74 – 77	76 – 78	obojętny
Tlen	jw.	0,3 – 8,0	2,0 – 18	jw.
Para wodna	jw.	3,0 – 5,5	0,5 – 4,0	jw.
Dwutlenek węgla	jw.	5,0 – 12,0	1,0 – 10,0	jw.
Tlenek węgla	jw.	5,0 – 10,0	0,01 – 0,5	toksyczny
Tlenki azotu	jw.	0,0 – 0,8	0,002 – 0,5	jw.
Węglowodory	jw.	0,2 – 3,0	0,009 – 3,0	jw.
Aldehydy	jw.	0,0 – 0,2	0,001 – 0,009	jw.
Sadza	g/m ³	0,0 – 0,04	0,01 – 1,1	jw.
3,4 benzopiren	g/m ³	do 15,0	do 10,0	rakotwórczy

Badania wykazały, że emisja toksycznych składników spalin silników o ZS może wielokrotnie wzrosnąć ponad graniczne wartości w wyniku:

- niewłaściwego rozpylenia wtryskiwanego paliwa na skutek niesprawności wtryskiwaczy (zbyt niskie ciśnienie wtrysku, nieszczelność rozpylacza, zużycie otworków wylotowych rozpylacza),
- nieprawidłowej regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku (zbyt mały kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa, zużyte elementy napędu pompy wtryskowej),
- zbyt dużej, większej od znamionowej dawki paliwa (niewłaściwa regulacja dawkowania pompy wtryskowej),
- pogorszenia się stanu technicznego silnika (niewłaściwe luzy zaworowe, nadmierne zużyte cylindry i pierścienie tłokowe, zanieczyszczony filtr powietrza).

Największe ilości sadzy tworzą się w warunkach pełnego obciążenia silnika o ZS, gdy wytwarzana jest moc maksymalna $N_{e_{max}}$. Dzieje się tak, jeśli do silnika dostarczana jest przez układ wtryskowy maksymalna dawka paliwa Q_n , która po zmieszaniu się z powietrzem w komorze spalania tworzy mieszanekę paliwowo – powietrzną o składzie odpowiadającym granicy dymienia λ_{gd} . Przekraczanie granicznych wartości zadymienia spalin w silnikach o ZS spowodowane jest najczęściej uszkodzeniami w układzie zasilania paliwem, powstającymi w procesie eksploatacji. Prowadzą one do przekroczenia, ze względu na dymienie, granicznej dawki paliwa przy jednoczesnym zmniejszeniu dostarczanej ilości powietrza oraz pogorszenia warunków mieszania się paliwa z powietrzem. W efekcie tego zwiększa się udział spalania niecałkowitego w silniku i wzrasta emisja sadzy do otoczenia.

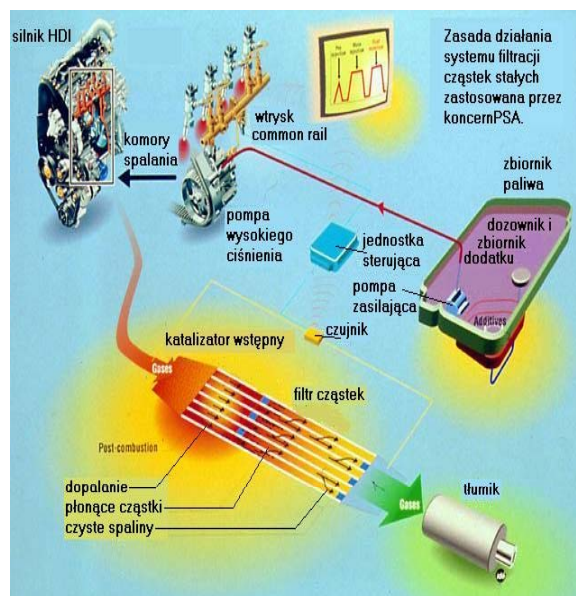
4. DIAGNOZOWANIE ROZREGULOWAŃ SILNIKA

Aby zapobiec niekorzystnym zjawiskom w procesie użytkowania silnika dokonuje się jego

diagnozowania. Podstawowym sposobem diagnozowania silnika o ZS w aspekcie zagrożeń jest pomiar zadymienia spalin. Pomiar zadymienia spalin umożliwia:

- dokonanie ogólnej oceny stanu technicznego silnika i układu zasilania paliwem poprzez porównanie wyników pomiaru stopnia zadymienia spalin z wartościami dopuszczalnymi,
- sprawdzenie prawidłowości działania zespołów układu wtryskowego (wtryskiwacz, pompa wtryskowa, kąt wyprzedzenia wtrysku) po wykonaniu czynności obsługowych i naprawczych.

Jednym z rozwiązań filtracji spalin stosowanych obecnie w Europie przez producentów samochodów osobowych z silnikami Diesla jest rozwiązanie koncernu PSA. Schemat ideowy tego rozwiązania przedstawia rysunek 3.



Rys. 3. Zasada działania systemu filtracji cząstek stałych zastosowana przez koncern PSA

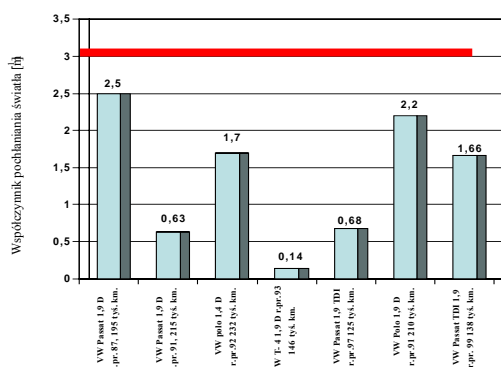
Wyżej wymieniony system filtracji spalin spełnia wymogi EURO-4, które obowiązywać będą w krajach Unii Europejskiej od 2005 roku dla samochodów osobowych napędzanych silnikami o ZS a spaliny tych silników badane będą na zawartość CO, NO_x, HC, PM.

W ramach tego opracowania przeprowadzono badania na siedmiu samochodach osobowych marki VW z silnikami o ZS dymomierzem ISC OLIVER D-60. Badania wykazały, że wszystkie badane samochody spełniały warunki Polskich Norm zanieczyszczeń spalin, co przedstawiono na rys. 4.

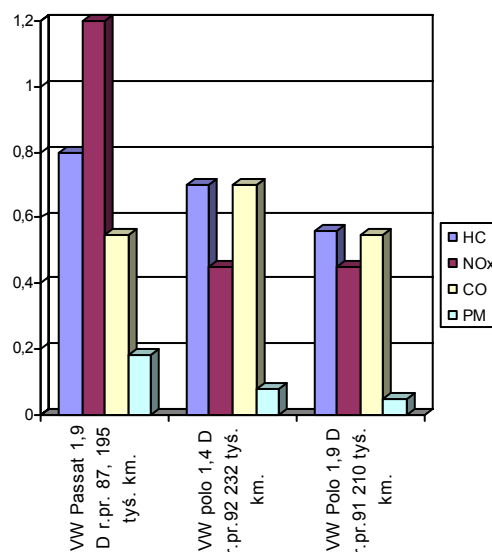
Te same silniki sprawdzono analizatorem LANCOM III. Uzyskane wyniki w odniesieniu do obowiązujących norm EURO - 3 wskazywały na fakt, iż trzy z badanych pojazdów nie spełniały wymagań zawartych w normach EURO - 3.

Na rysunku 5 przedstawiono wyniki badań dla silników nie spełniających norm EURO - 3, dla których wartości graniczne poszczególnych składników spalin wynoszą: HC – 0,56; NO_x – 0,5; CO – 0,64; PM – 0,05.

Zadymienie spalin silnika ZS VW



Rys.4. Zadymienie spalin silników VW o ZS w odniesieniu do Polskich Norm Zadymienia Spalin (gruba pozioma linia)



Rys.5. Wyniki szczegółowe dla silników przekraczających dopuszczalne wartości określone normą EURO - 3

Obecnie w Polsce nie prowadzi się badań na zawartość wyżej wymienionych związków toksycznych w silnikach o ZS z uwagi na brak odpowiednich przepisów prawnych i urządzeń diagnostycznych. Przyrządem diagnostycznym spełniającym wymogi EURO - 4 jest wcześniej wspomniany analizator spalin LANCOM III. Z uwagi na aspekt cenowy analizator ten nie znalazł jeszcze szerszego zastosowania.

5. PODSUMOWANIE

W pracy omówiono najistotniejsze problemy związane z powstawaniem i pomiarem emisji cząstek stałych z układów wylotowych silników spalinowych. Na podstawie wstępnych wyników badań uzyskanych z losowo wybranych silników spalinowych o ZS, przeprowadzonych urządzeniem LANCOM III stwierdzono, iż problem zanieczyszczenia spalin jest szczególnie istotny w Polsce. Wynika to z faktu, że znaczna ilość samochodów zarejestrowanych w naszym kraju to samochody eksploatowane przez dziesięć lub więcej lat. Wyniki badań wskazują, iż badanie dymomierzem stosowane obecnie w kraju nie zawsze jest adekwatne do wyników uzyskanych nowoczesną aparaturą badawczą i w związku z tym szereg samochodów dopuszczonych obecnie do ruchu przekracza normy obowiązujące w EURO 3 i są istotnym zagrożeniem dla środowiska naturalnego w Polsce. W pracy wymieniono i w skrócie opisano nowoczesne przyrządy służące do wykrywania toksycznych składników spalin silników o ZS.

LITERATURA

- [1] AutoEXPERT nr I 98, Procesy i systemy spalania w ZS, VP, Poznań 1998.
- [2] AutoEXPERT nr 7/8 2001, Układy wydechowe silników spalinowych.
- [3] Chłopek Z.: Ochrona środowiska naturalnego, WKiŁ, Warszawa 2002.
- [4] Gunther H.: Diagnostowanie silników wysokoprężnych. WKiŁ, Warszawa 2002.
- [5] Kwiatkowski K., Żółtowski B.: Ekologiczne aspekty oddziaływania silników wysokoprężnych. Diagnostyka, Wyd. PTDT, vol.26, 2002.
- [6] Kwiatkowski K., Żółtowski B.: Zagadnienie zanieczyszczeń środowiska przez silniki spalinowe, Zeszyty Naukowe ATR, Nr 36, Bydgoszcz 2003.
- [7] Merksiz J.: Wpływ motoryzacji na skażenie środowiska naturalnego, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1994.
- [8] Merksiz J.: Ekologiczne aspekty sterowania silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1994.
- [9] Merksiz J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych Tom I i II, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999.
- [10] Merksiz J., Mazurek S.: Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych, WKiŁ, Warszawa 2004.
- [11] Nagórski Z., Swat M.: Ograniczenie emisji cząstek stałych pochodzenia motoryzacyjnego. Kwartalnik 1/95, Problemy eksploatacji, ITE Radom.
- [12] Wajand J.A., Wajand J.T.: Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybko obrotowe. Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa 2002.



Mgr inż. Karol KWIATKOWSKI zajmuje się zagadnieniami ochrony środowiska, szczególnie zagrożeniami ze strony eksploatowanych silników spalinowych. Od wielu lat współpracuje z Katedrą Maszyn Roboczych i Pojazdów ATR w Bydgoszczy. Jest autorem kilku artykułów naukowo – technicznych z obszaru zagrożeń środowiska ze strony motoryzacji.



Prof. dr hab. inż. Bogdan ŻÓŁTOWSKI, prof. zw. ATR - w działalności naukowej zajmuje się problemami modelowania, dynamiki maszyn, wibro-diagnostyki, diagnostyki technicznej, metrologii i eksploatacji maszyn. Ma w swoim dorobku ogólnie około 330 publikacji, w tym 21 pozycji książkowych (własne i współautorskie), 56 publikacji naukowych, 205 publikacji naukowo-technicznych i konferencyjnych oraz 49 opracowań naukowo-technicznych. Jest członkiem Instytutu Badań Nieniszczących NDT (Anglia), członkiem Sekcji Podstaw Eksploatacji KBM 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.

IDENTYFIKACJA STANÓW PRZEKŁADNI ZĘBATYCH EKSPLOATACYJNĄ ANALIZĄ MODALNĄ

Marcin ŁUKASIEWICZ, Bogdan ŻÓLTOWSKI

Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów, Akademia Techniczno – Rolnicza w Bydgoszczy,
ul. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz, e-mail: kmrip@mail.atr.bydgoszcz.pl

W pracy przedstawiono metodę identyfikacji stanu przekładni zębatych metodą eksploatacyjnej analizy modalnej. W wyniku analizy modalnej otrzymuje się model modalny w postaci zbioru częstości własnych, postaci drgań oraz współczynników tłumienia. Dzięki modelowemu podejściu do obiektu mechanicznego, możliwe staje się śledzenie zmian parametrów modeli wraz ze zmianami stanu badanego obiektu, a tym samym wcześniejsze im przeciwdziałanie, w istotny sposób poprawiając bezpieczeństwo pracy i niezawodność.

Słowa kluczowe: identyfikacja stanów przekładni zębatych, wnioskowanie diagnostyczne, eksploatacyjna analiza modalna

THE STATES IDENTIFICATION OF TOOTHED GEAR WITH OPERATIONAL MODAL ANALYSIS

The paper contains application of operational modal analysis in use of toothed gear technical state identification. As a result of modal analysis we got the modal model understood as comprises the set of free vibration frequencies, damping coefficients and free vibration forms. Thanks to the model approach to the mechanical object, we are allowed to tracking the model modification connected with technical object possible damages, and so-earlier precautions can be taken to improving the safety of work and its reliability.

Key words: toothed gear states identification, diagnostic inference, operational modal analysis

1. WSTĘP

Eksploatacyjna analiza modalna stosowana w diagnozowaniu stanu konstrukcji umożliwia estymację modeli dynamicznych oraz ich analizę w oparciu o dane pomiarowe umożliwiające estymację parametrów modelu modalnego, oraz synteze odpowiedzi obiektu na zadane wymuszenie. Realizuje się ją w rzeczywistych warunkach pracy obiektu (przy wymuszeniach eksploatacyjnych). Stosuje się ją w przypadkach, gdy nie ma możliwości zastosowania zewnętrznego sterowanego wymuszenia oraz gdy nie można wyłączyć konstrukcji z normalnej eksploatacji.

W klasycznym ujęciu analiza modalna wymaga sterowanego eksperymentu, w którym wymusza się ruch obiektu za pomocą sił oraz mierzy odpowiedź układu w sieci punktów pomiarowych. Na podstawie zmierzonych sygnałów wymuszających ruch układu wyznacza się model funkcjonalny w postaci charakterystyk czasowych lub częstotliwościowych i na ich podstawie dokonuje się estymacji parametrów modelu modalnego, jednak ze względu na konieczność pomiaru wymuszenia ma ona ograniczone zastosowanie. Metoda ta ma zastosowanie dla obiektów liniowych o stałych parametrach, dla których spełniona jest zasada

wzajemności Maxwella. O wiele bardziej przydatna jest metoda oparta o pomiar tylko odpowiedzi układu na wymuszenia eksploatacyjne, które są wynikiem oddziaływania maszyny z otoczeniem, uszkodzeń maszyny lub wynikiem realizacji procesu technologicznego.[3].

Ideą eksploatacyjnej analizy modalnej jest śledzenie zmian parametrów modelu modalnego, powstających na skutek rozregulowań, zużycia, uszkodzeń lub awarii, na podstawie bieżących obserwacji obiektu. W metodzie tej tworzy się model modalny w postaci zbioru częstości własnych, postaci drgań oraz współczynników tłumienia, dla obiektu bez uszkodzeń, jako wzorzec. Następnie w czasie eksploatacji identyfikuje się model modalny i bada jego korelację z modelem dla obiektu nieuszkodzonego. W przypadku, gdy korelacja taka występuje można stwierdzić, że obiekt jest w stanie zdatności. W przypadku braku korelacji obiekt jest w stanie niezdatności spowodowanym np.: uszkodzeniem.

Zastosowanie tej metody realizacji analizy modalnej opartej jedynie o pomiar odpowiedzi układu cechuje się tym, iż zidentyfikowany model lepiej modeluje rzeczywistą konstrukcję, gdyż zmierzone wymuszenia reprezentują rzeczywiste warunki pracy obiektu, daje dobre przybliżenie dla

układów nieliniowych, umożliwia analizę konstrukcji, dla których test laboratoryjny jest niemożliwy i prowadzi do zmniejszenia kosztów eksperymentu identyfikacji. [3].

2. TESTOWANIE MODALNE PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Diagnostyka techniczna przekładni zębatych z uwagi na skomplikowany charakter drgań przekładni jest trudna i tylko niewiele z proponowanych metod diagnozowania stanu może mieć szersze zastosowanie techniczne. Podczas badań zakłada się, że w wyniku uszkodzenia zmienia się lokalna sztywność konstrukcji, co powoduje zmiany parametrów modelu modalnego. Śledzenie zmian postaci drgań własnych umożliwia określenie obszarów, w których występują uszkodzenia [1,4,5].

Obiektem badań była przekładnia o kołach zębatych przesuwanych i zębach prostych, składająca się z czterech kół osadzonych na dwóch wałach. Przekładnia ta umożliwia prezentację generowanych sygnałów wibroakustycznych i może być również wykorzystywana do badania wpływu niektórych stanów przekładni na zmianę sygnałów wibroakustycznych.

Ocenę wpływu rozwijającego się uszkodzenia na parametry modelu modalnego można oszacować stosując teorię wrażliwości do modelu strukturalnego w postaci:

$$M\ddot{\chi} + C\dot{\chi} + K\chi = x(t) \quad (1)$$

gdzie: M , C , K – macierze mas, tłumienia i sztywności,

$\ddot{\chi}$ $\dot{\chi}$ χ - wektory przyspieszeń, prędkości i przemieszczeń, $x(t)$ - wektor sił wymuszających. Równanie można przekształcić do współrzędnych głównych, stosując transformację daną wzorem:

$$x(t) = \Psi q(t) = \sum_{r=1}^n \Psi_r q_r(t) \quad (2)$$

gdzie: Ψ jest macierzą modalną, której kolumny są postaciami drgań własnych odpowiadających danej częstości własnej, $q(t)$ jest współrzędną główną (modalną). W celu wyznaczenia parametrów modelu modalnego należy rozwiązać zagadnienie własne w postaci:

$$K\{\Psi_i\} - \Lambda_i M\{\Psi_i\} = \{0\} \quad (3)$$

gdzie: Λ_i - wartości własne, $\{\Psi_i\}$ - wektory własne.

Po serii przekształceń uzyskano w efekcie zależność:

$$\frac{\partial f_i}{\partial p} = \frac{1}{8\Pi^2 f_i} \{\Psi_i\}^T \frac{\partial K}{\partial p} \{\Psi_i\} - \frac{f_i}{2} \Psi_i^T \frac{\partial M}{\partial p} \Psi_i \quad (4)$$

Pierwszy składnik równania opisuje wpływ zmian sztywności, a drugi efekt zmian masy układu.

Analiza charakterystyk dynamicznych układu tj. podatność dynamiczna przekładni zębatej wykazuje na pewne zmiany w zależności od zakresu częstości:

- niskie częstości – zmiana sprężystości k ,
- wysokie częstości – zmiana masy m ,
- częstości rezonansowe – zmiana miary tłumienia c w częstościach drgań własnych

W wyniku przeprowadzonych modyfikacji zależności można uzyskać informacje o zmianie następujących parametrów modalnych przekładni zębatej: wartości częstości i tłumienia, wyznaczonych dla modelu oryginalnego i zmodyfikowanego, przebiegi częstości modalnych i tłumień w funkcji większości zmian modyfikacji, porównanie przebiegów funkcji transmitancji między dowolnie wybranymi punktami, wyznaczonej w modelu oryginalnym, z transmitancjami obliczonymi kolejno dla poszczególnych modyfikacji [3,4,5].

Do identyfikacji modeli modalnych w oparciu o pomiary eksploatacyjne stosowane są metody:

- **LSCE** (Least Squares Complex Exponential), oparta na pomiarach korelacji własnej i korelacji wzajemnej sygnałów odpowiedzi;
- **BR** (Balanced Realisation), wyznaczone z pomocą funkcji autoregresji sygnałów odpowiedzi;
- **CVA** (Canonical Variate Analysis), realizowana w podprzestrzeni stochastycznej [3].

W przeprowadzonych badaniach empirycznych, wykorzystano metodę LSCE, za pomocą, której aproksymuje się przebieg funkcji korelacji sumą zanikających wykładniczo funkcji harmonicznymi. Metoda LSCE identyfikacji parametrów modelu modalnego jest realizowana w dziedzinie czasu, stosowana do odpowiedzi impulsowej układu jest dobrze znaną techniką w klasycznej eksperymentalnej analizie modalnej dającą estymatory globalne biegunów układu w postaci częstości własnych i modalnych współczynników tłumienia.

Badania modalne wykonano w rzeczywistych warunkach pracy przekładni. Podczas eksperymentu zastosowano pakiet pomiarowo – przetwarzający APB – 200, oraz oprogramowanie VIOMA, będące narzędziem komputerowej analizy modalnej, bazującym na środowisku obliczeniowym Matlab. Przeprowadzone badania polegały na wyznaczeniu miar drganiowych dla sprawnego układu i porównaniu ich z miarami wyznaczonymi dla układu uszkodzonego (wyłamano ząb w przekładni zębatej) oraz dokonaniu oceny otrzymanych wyników metodami analizy modalnej.

Dla potrzeb przeprowadzenia eksperymentu zasymulowano następujące modele stanu przekładni:

- Stan pierwszy (A) - odpowiadał stanowi zdadności przekładni;

- Stan drugi (B) - odpowiadał stanowi przekładni podczas zazębienia nieużytych kół zębatych przy maksymalnym możliwym ich ukosowaniu;
- Stan trzeci (C) - odpowiadał stanowi niezdatności przekładni poprzez współpracę koła zębatego nieużytego z kołem zębatym uszkodzonym (brak 1 zęba);
- Stan czwarty (D) - odpowiadał stanowi niezdatności przekładni poprzez współpracę koła zębatego sprawnego z kołem zębatym uszkodzonym (brak 1 zęba) przy maksymalnym możliwym ukosowaniu przekładni;

Przeprowadzono pomiary układu w wybranych punktach na wymuszenia eksploatacyjne. Analizę dokonano dla zakresu częstości szerokości pasma od 0 – 200 Hz i liczbie próbkowania 1024.

Zarejestrowane dane pomiarowe przetworzono za pomocą pakietu oprogramowania do analizy modalnej „Vioma”. Do estymacji parametrów modelu modalnego wykorzystano metodę LSCE. Algorytm LSCE składa się z dwóch kroków: w pierwszym zidentyfikowane zostają bieguny układu, w drugim na ich podstawie estymowane są postacie drgań własnych układu. Badany obiekt został zamodelowany wielomianami o określonych rzędach: minimalnym 1 i maksymalnym 40 oraz krokiem estymacji 1. Zastosowanie tak wysokiego rzędu wielomianu pozwala na uzyskanie wyników zbliżonych do rzeczywistych, jednak ujemnym skutkiem tego jest uwzględnienie w modelu tzw.: obliczeniowych drgań własnych, które w obiekcie rzeczywistym nie występują i są skutkiem występowania błędów w danych eksperymentalnych.

Po estymacji uruchamiane jest narzędzie „Stabilisation Diagram”, wyświetlające diagram stabilizacji i umożliwiające wybór biegunów badanego układu [3].

Na wykresach przyjęto następujące oznaczenia:
 o – bieguny niestabilne; f – biegun ma stałą częstość;
 v – biegun ma stałą częstość i wektor modalny;
 d – biegun ma stabilną częstość wibracji oraz tłumienie, s – biegun stabilny.

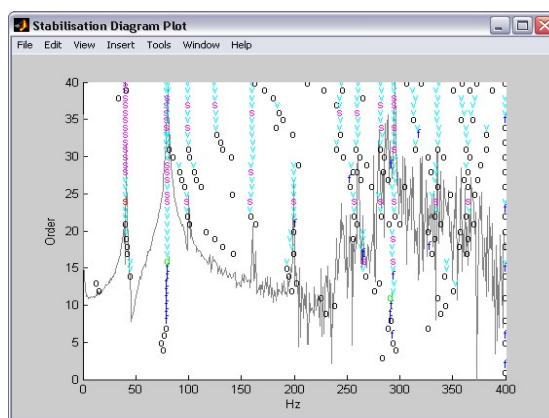
3. WYNIKI BADAŃ

Na podstawie pomiarów uzyskanych w wybranych punktach charakterystycznych układu wykonano analizę wyników i otrzymano diagramy stabilizacyjne, na których zaznaczono tylko te bieguny, które są stabilne ze względu na częstość, współczynnik tłumienia w częstościach drgań własnych i wektor modalny (zaznaczone na diagramie literami „s”), występujące przy częstości, dla której na charakterystyce znajdują się maksima.

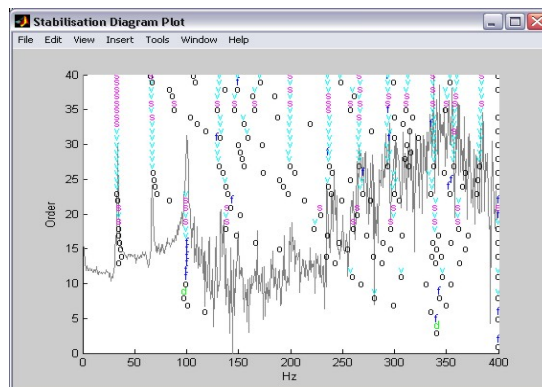
Otrzymane z diagramów stabilizacyjnych wartości rzędu modalnego (Order), częstości (F) i współczynników tłumienia (D), pozwoliły na

stworzenie modelu modalnego przekładni a wyniki opracowano i umieszczono w tabelach wyników, które opisywały założone stany zdadności przekładni. Przykładowe diagramy stabilizacyjne dla wybranego punktu pomiarowego przedstawiające zmiany parametrów modalnych dla założonych stanów przekładni zębatej przedstawiają rys.1-4.

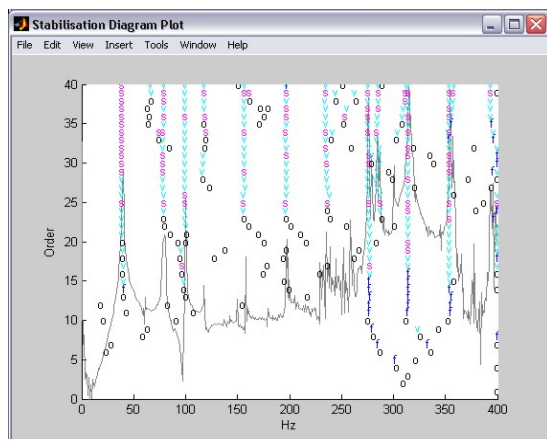
Po przeprowadzeniu analizy pełnych wyników otrzymanych dla czterech symulowanych stanów przekładni uzyskanych z diagramów stabilizacyjnych we wszystkich punktach pomiarowych, utworzono końcowy model modalny przekładni składający się z wartości rzędu modalnego (Order), częstości (F) i współczynników tłumienia (D), który został przedstawiony w tabelach 1-6.



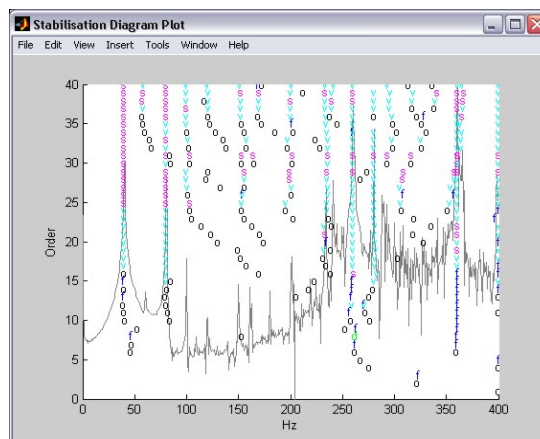
Rys.1. Stan zdadności przekładni (A)



Rys.2. Zazębienie nieużytych kół zębatych przy maksymalnym możliwym ich ukosowaniu (B)



Rys.3. Współpraca koła zębatego niezutytego z kołem zębatym uszkodzonym (C)



Rys.4. Stan niezdatności przekładni - współpraca koła zębatego sprawnego z kołem zębatym uszkodzonym (D)

Tabela 1. Zestawienie wyników dla 1 punktu pomiarowego w płaszczyźnie Y

Stan A	Order	27	22	25			
	F (Hz)	40,40	80,81	99,66			
	D(%)	0,263615	0,43244	0,59379			
Stan B	Order	28	26	21		29	27
	F (Hz)	35,86	71,13	100,68		143,90	200,71
	D(%)	0,684638	0,79889	0,50183		3,09398	2,625703
Stan C	Order	25	23	23	32	28	27
	F (Hz)	39,87	79,63	100,14	119,60	158,18	198,93
	D(%)	2,93665	0,45584	0,57865	1,34479	0,75654	0,58912
Stan D	Order	26	24			21	30
	F (Hz)	40,30	80,68			161,54	201,46
	D(%)	1,02111	0,56027			1,065357	0,718287

Tabela 2. Zestawienie wyników dla 1 punktu pomiarowego w płaszczyźnie -Z

Stan A	Order	30		19	19		29
	F (Hz)	39,45		77,80	99,81		197,59
	D(%)	0,88725		0,20847	1,19768		2,483162
Stan B	Order	28		21	26		26
	F (Hz)	39,13		78,01	100,76		200,57
	D(%)	0,6550077		0,62799	0,67571		0,81406
Stan C	Order	30		21	22		26
	F (Hz)	39,29		78,70	99,95		198,25
	D(%)	0,37981		0,33643	0,291658		1,31984
Stan D	Order	28		19	22	25	
	F (Hz)	41,05		80,20	99,94	159,03	
	D(%)	1,20672		2,61116	0,417346	1,32683	

Tabela 3. Zestawienie wyników dla 2 punktu pomiarowego w płaszczyźnie Y

Stan A	Order	29	18	24			25
	F (Hz)	39,64	78,73	99,43			196,44
	D(%)	1,020066	0,300891	2,670468			3,289416
Stan B	Order	32	18	24			24
	F (Hz)	38,00	75,47	99,63			198,87

	D(%)	0,600326	0,144208	1,897117			2,320414
Stan C	Order	26	19	19			22
	F (Hz)	42,49	83,03	99,90			199,79
	D(%)	1,979178	0,216908	1,461158			2,913592
Stan D	Order		17	26		20	
	F (Hz)		74,96	100,76		187,92	
	D(%)		0,205035	2,102359		1,521127	

Tabela 4. Zestawienie wyników dla 2 punktu pomiarowego w płaszczyźnie –Z

Stan A	Order	33		18	23	30	21
	F (Hz)	40,52		79,42	100,07	119,69	158,61
	D(%)	1,696193		0,25889	1,969052	3,4080711	2,030204
Stan B	Order			17	25		
	F (Hz)			79,72	99,40		
	D(%)			0,55819	0,929159		
Stan C	Order	29		19	22		27
	F (Hz)	57,76		83,43	100,07		167,04
	D(%)	4,5213886		0,201264	0,583787		1,340447
Stan D	Order	23	25	19	23		26
	F (Hz)	42,89	57,14	84,28	99,91		167,34
	D(%)	3,89644	2,041688	0,195745	0,800014		1,837204

Tabela 5. Zestawienie wyników dla 3 punktu pomiarowego w płaszczyźnie Y

Stan A	Order	24	21	26		27	32
	F (Hz)	42,53	83,83	99,75		166,30	183,14
	D(%)	2,030702	85,02637	0,826833		0,968114	1,893242
Stan B	Order	24	21	22		23	28
	F (Hz)	41,23	82,39	100,37		164,72	199,98
	D(%)	0,533902	1,948277	1,152187		1,848387	3,055506
Stan C	Order	23	19			26	
	F (Hz)	42,91	85,96			171,38	
	D(%)	0,364142	0,301512			1,918194	
Stan D	Order	23	19	32		21	
	F (Hz)	38,32	77,20	100,19		188,49	
	D(%)	0,26547	0,753341	0,167533		1,26704	

Tabela 6. Zestawienie wyników dla 3 punktu pomiarowego w płaszczyźnie –Z

Stan A	Order	22	31	18	25	23	22
	F (Hz)	43,22	58,24	83,75	99,20	164,06	199,37
	D(%)	3,049843	1,082706	0,378948	1,990628	4,01966	2,101477
Stan B	Order	24		19	29		
	F (Hz)	42,74		84,73	99,71		
	D(%)	1,1254934		0,132553	1,277258		
Stan C	Order	21		19	22	24	
	F (Hz)	40,84		81,61	99,60	166,20	
	D(%)	1,3465522		0,633723	1,906194	3,6253467	
Stan D	Order	26		19	20		
	F (Hz)	39,57		79,01	100,02		
	D(%)	0,9691831		0,255721	0,423413		

4. WNIOSKI

Na podstawie otrzymanych wyników pomiarowych, przedstawionych w tabelach, stwierdzamy, iż możliwym jest do wyznaczenia model modalny stanu technicznego badanej przekładni a następnie na jego podstawie jesteśmy w stanie zidentyfikować aktualny stan badanej przekładni. W zależności od tego jak dokładną informację o aktualnym stanie badanego obiektu chcemy otrzymać, budujemy bardziej lub mniej skomplikowany model układu, wyznaczając do tego celu większą ilość punktów pomiarowych. Jak możemy zauważyć w tabelach model modalny układu dla poszczególnych punktów pomiarowych oraz założonych stanów po zestawieniu wyników różni się między sobą poszczególnymi parametrami, dzięki czemu jesteśmy w stanie dokładnie określić aktualny stan techniczny obiektu w dowolnym punkcie pomiarowym.

Bazując na otrzymanych wynikach z przekładni modelowej, dokonując pomiarów na innym obiekcie tego typu jesteśmy w stanie określić aktualny stan techniczny badanego obiektu, poprzez porównanie otrzymanych wyników z wynikami wzorcowymi i przypisaniu ich do konkretnego stanu wzorcowego, który odpowiada konkretnemu uszkodzeniu obiektu lub jego braku. Zastosowana metodologia identyfikacji modelu modalnego w warunkach eksploatacji umożliwia identyfikację dobrze odwzorowanych w sygnałach pomiarowych postaci drgań własnych przekładni zębatej, w czasie pracy przekładni zębatej powstają zakresy częstotliwości drgań, dla których możliwe jest określenie stanu przekładni i rodzaju uszkodzenia. Analiza rozmieszczenia punktów pomiarowych wykazuje, że w celu sporządzenia bardziej precyzyjnego opisu stanu przekładni koniecznym jest zwiększenie ilości punktów pomiarowych. Szczególnie istotnie wydaje się zwiększenie ilości punktów referencyjnych, oraz liczby pomiarów w punktach położonych na podstawie przekładni zębatej, co umożliwi oszacowanie oddziaływania wzajemnego przekładni i podstawy, ze względów technicznych nie było możliwe przeprowadzenie pomiarów w trzech osiach, co lepiej odwzorowuje stan przekładni zębatej; Przeprowadzone badania modalne wskazują, iż nowoczesne oprogramowanie inżynierskie zapewnia wykorzystanie w pełni zalet wykonania pomiarów w warunkach normalnej eksploatacji maszyn. Środowisko Matlaba gwarantuje wysoką jakość procedur numerycznych, a co za tym idzie – szybkość obliczeń. Moc obliczeniowa współczesnych komputerów pozwala na estymację parametrów z bardzo dużą dokładnością. Przechowywanie dużej ilości danych pomiarowych nie stanowi problemu. Tego typu analiza może stanowić podstawę diagnozowania złożonych konstrukcji, a realizowane w czasie

rzeczywistym mogą być implementowane w układach ciągłego monitorowania.

Otrzymane w eksperymencie parametry modalne wskazują jednoznacznie, że założone w eksperymencie wybrane stany zdatności przekładni zębatej dały się odwzorować w parametrach modalnych i są możliwe do identyfikacji.

LITERATURA

- [1] Łukasiewicz M.: Zastosowanie analizy modalnej Żółtowski badaniu stanu przekładni zębatych, *Mechanika* 53 ATR Bydgoszcz 2002.
- [2] Uhl T.: Komputerowo wspomaganą identyfikacją modeli konstrukcji mechanicznych, WNT Warszawa 1997.
- [3] Uhl T., Kurowski P.: VIOMA – instrukcja użytkownika, AGH Kraków 2002.
- [4] Żółtowski B.: Elementy dynamiki maszyn, ATR Bydgoszcz 2002.
- [5] Żółtowski B.: Badania dynamiki maszyn, ATR Bydgoszcz 2002.

Mgr inż. Marcin ŁUKASIEWICZ jest asystentem w Katedrze Maszyn Roboczych i Pojazdów Wydziału Mechanicznego ATR, członek SIMP oraz członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. W pracy naukowej zajmuje się zagadnieniami wibroakustyki, analizy modalnej oraz zagadnieniami rozpoznawania i klasyfikacji stanów, aparaturą diagnostyczną. Autor kilkudziesięciu publikacji z zakresu wibroakustyki oraz analizy modalnej.



Prof. dr hab. inż. Bogdan ŻÓLTOWSKI – informacje o Autorze na str. 76.

MODELE DIAGNOSTYCZNE PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Zdzisław KRÓLICKI, Bogdan ŻÓŁTOWSKI

Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy
Wydział Mechaniczny
Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów
ul. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz
tel. (52) 340 82 83
krolicki@atr.bydgoszcz.pl
bogzol@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono problematykę związaną z badaniami drganiowymi przekładni zębatej. Głównym zagadnieniem jest próba opracowanie oryginalnego modelu przekładni zębatej na podstawie modeli już istniejących. Szczególny nacisk położono na merytoryczną poprawność modelu tak aby odzwierciedlał założony charakter wybranych stanów przekładni. Rozważania kończą się na poziomie modelu palisadowego. Celem dalszego postępowania będzie możliwie maksymalne uproszczenie modelu.

Słowa kluczowe: model diagnostyczny, model dynamiczny, sygnał diagnostyczny, stan przekładni zębatej.

MODELS DIAGNOSTIC OF TOOTHED GEAR

SUMMARY

Growing larger application on methods and centres of technical diagnostics, being with tool of modern manner of creating "qualities" of machines. Rational usage diagnoses makes possible undertaking of relating decision qualities and further conducts with machine. Can this to be decision about further use, about collection of definite interventions preventive or to introduction of changes in construction, of technology or of exploitation of machines

Keywords: diagnostic model, dynamic model, diagnostic signal, condition of gear teeth.

1. WPROWADZENIE

Ocena stanu dynamicznego maszyn za pomocą generowanych przez nie procesów fizycznych wymaga jednoznacznego skojarzenia parametrów funkcjonalnych ocenianego obiektu ze zbiorem miar i ocen procesów wyjściowych wykorzystywanych w diagnostyce, co stanowi podstawę budowanych procedur diagnostyki maszyn.

Chcąc w pełni skorzystać z informacji o stanie technicznym maszyny, zawartych w emitowanych procesach wyjściowych, należy najpierw zapoznać się z mechanizmem ich generacji oraz z ich modelowym przedstawieniem, mającym na celu wyznaczenie powiązań przyczynowo - skutkowych.

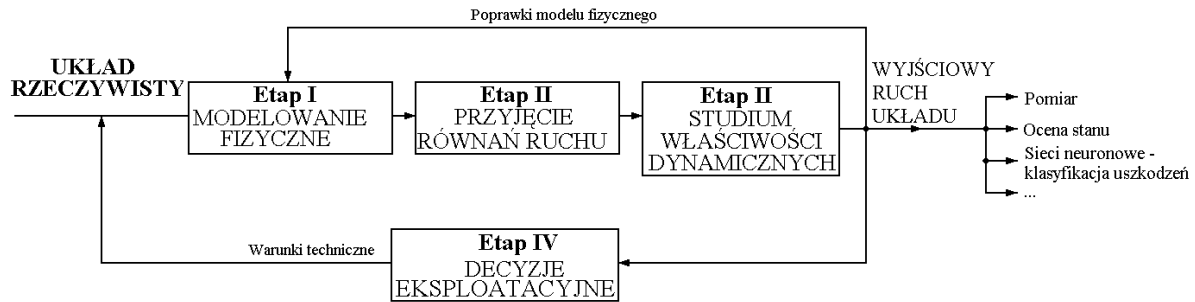
2. METODOLOGIA OGÓLNA MODELOWANIA

Tworzenie modelu wymaga znajomości dynamiki układu. Sam proces tworzenia modelu przebiega etapowo jak to zostało pokazane na rys.1. Analiza dynamiki układu składa się z:

- etap I – dokładne określenie układu, jego istotnych cech i budowa modelu fizycznego,

którego własności dynamiczne będą w dostatecznym stopniu zgodne z własnościami rzeczywistego obiektu;

- etap II – analityczny opis zjawisk dynamicznych odzwierciedlanych modelem fizycznym, czyli znalezienie modelu matematycznego, równań różniczkowych opisujących ruch modelu fizycznego;
- etap III – przestudiowanie własności dynamicznych modelu matematycznego na podstawie rozwiązania równań różniczkowych ruchu, ustalenie przewidywanego ruchu układu;
- etap IV – podjęcie decyzji eksploatacyjnych, w przypadku obiektu istniejącego lub podjęcie decyzji projektowych, tj. przyjęcie fizycznych parametrów układu, z modernizacją przystosowaną do oczekiwań. Synteza i optymalizacja prowadząca do osiągnięcia wymaganych własności dynamicznych konstrukcji.



Rys. 1. Etapy studium dynamiki układu

Przedstawiona procedura opiera się na znajomości modelu układu, a wnioski płynące z działań na modelach zależą od ich jakości.

Model fizyczny jest układem fizycznym, odpowiadającym rzeczywistemu układowi pod względem cech istotnych dla badanego zagadnienia, ale prostszy i poddający się łatwiej studiom analitycznym.

Model fizyczny rzeczywistego układu, po uproszczeniu pozwala szybko i dokładnie przewidywać rzeczywiste własności dynamiczne projektowanej lub istniejącej konstrukcji.

Równania ruchu

Równania ruchu to sformułowanie zależności wyrażających równowagę, opisujących bilans sił, wydatków przepływów oraz energii, które muszą istnieć dla całego układu i dla jego podukładów. Należy więc rozważyć:

- wybór zmiennych,
- warunki równowagi lub spójności,
- prawa fizyki

i zestawić w układ równań powstałe zależności.

Przy układaniu równań ruchu modelu mechanicznego należy przestrzegać następujących procedur:

- zależności geometryczne: określić układ i jego współrzędne wraz z ich dodatnimi zwrotami, określić tożsamości geometryczne i zależności spójności geometrycznej wiążącej układ;
- równowagi sił: określić zależności wynikające z bilansu sił lub z bilansu energii;
- związków między geometrią układu i siłami: napisać dla poszczególnych elementów układu zależności fizyczne między siłami i geometrią układu.

Analiza modelu matematycznego

Wielkości charakteryzujące model fizyczny, wyrażone za pomocą znaków oraz symboli matematycznych i zapisane w postaci odpowiednio sformułowanych warunków równości lub nierówności, stanowią jego opis sformalizowany. Przybliżenia liniowe równań różniczkowych są niezwykle pomocne dla uproszczenia analizy matematycznej ruchu układu. Dla tego w końcowej fazie układania równań ruchu należy sprawdzić, czy jest taka sama liczba niezależnych liniowych równań różniczkowych co niewiadomych.

3. RODZAJE MODELI DIAGNOSTYCZNYCH

W praktycznych zastosowaniach modeli symptomowych dla obiektów prostych, przy małym poziomie zakłóceń, stosowane są następujące modele:

1. **typu regresyjnego**, opisujące zależności między:
 - symptomy – cechy stanu obiektu,
 - cechy stanu – syptomu diagnostyczne,
 - zbiór symptomów – miara eksploatacyjna stanu obiektu;
2. **typu „obraz”;**
3. **binarna macierz diagnostyczna;**
4. **model topologiczny**, (w tej grupie modeli znajdują się:
 - probabilistyczna macierz obserwacji,
 - regresja wielokrotna,
 - modele rozmyte,
 - lingwistyczne modele typu obraz
 - modele ekspertowe,
 - modele holistyczne.
 Modele te opisano w [1].

4. MODELE DYNAMICZNE PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Przekładnia zębata jest obiektem nieliniowym i ciągłym, w którym występują różne rodzaje drgań. Idealny model fizyczny przekładni powinien być także nieliniowy, o nieskończonej liczbie stopni swobody oraz powinien umożliwiać analizę wszystkich rodzajów drgań. Taki model byłby bardzo złożony, a posługiwanie się nim byłoby utrudnione. Dlatego w przypadku przekładni zębatych stosuje się zwykle modele o budowie dyskretnej, które najczęściej umożliwiają rozpatrywanie tylko drgań skrętnych.

Modelowanie dynamiki przekładni zębatych było przedmiotem wielu prac, a jego rozwój zmierzał w dwóch zasadniczych kierunkach:

- badanie własności dynamicznych całych układów napędowych składających się z silnika, przekładni zębatej, maszyny roboczej wałów, sprzęgieł i członów pośredniczących przy zastosowaniu uproszczonych modeli dynamicznych uzębień;

- dokładna analiza modelu przekładni odizolowanej od układu napędowego, w której jedynymi przyczynami obciążeń dynamicznych są źródła wewnętrzne, a obciążenie zewnętrzne jest stałe.

Przykładami modeli takiej przekładni są:

- **Model Bollingera i Boscha** – składa się z dwóch kół połączonych tłumikiem i sprężyną o sztywności zmiennej w funkcji czasu odpowiednio do zmiany liczb zębów będących w zazębieniu. Model uwzględnia również wpływ odchyłek kinematycznych opisanych funkcją $Y_b(t)$.
- **Model Kovaleva** – w którym uwzględniono zmienną sztywność zazębienia i odchyłki wykonawcze oraz wyznaczono strefy niestabilności drgań nie uwzględniając tłumienia
- **Model Rettiga** – gdzie para kół zębatych wraz z wałami i łożyskami jest traktowana jako układ złożony z 6 brył, którego ruch opisano 6 równaniami różniczkowymi. Uwzględniono w nich: momenty bezwładności zębniaka i koła; masy kół; sztywność zazębienia; sztywność wałów przy zginaniu; sztywności wałów przy skręcaniu; sztywności łożyskowania; masy wałów przekładni; promienie kół zasadniczych. Z równań wyliczono: kąty obrotu kół; liniowe przemieszczenia wałów; liniowe przemieszczenia obu kół; odkształcenia zębów. Powyższy model bardzo często upraszcza się do postaci w której bryła o masie m , reprezentującej masę kół, powiązana jest z podstawą za pomocą tłumika k i sprężyny o sztywności $c_z(t)$, która zastępuje sztywność zazębienia.

W przedstawionych powyżej modelach brak jest możliwości opisywania zmienności w trakcie pracy podziałek kół zębatych, które występują w przekładniach rzeczywistych. Przy znacznych odchyłkach podziałki, o wartości większej od przemieszczeń statycznych, może wystąpić chwilowy brak kontaktu współpracujących zębów znajdujących się w strefie przyporu, co oznacza zmianę rzeczywistej sztywności zazębienia i w konsekwencji wyznaczone analitycznie przebiegi czasowe drgań przekładni znacznie różnią się od rzeczywistych. Tym samym wymienione modele są zbyt proste do symulacji zmian zachowań dynamicznych przekładni w trakcie pracy.

Powyższych wad pozbawiony jest model opracowany przez L. Müllera. Jego budowa jest oparta na następujących założeniach:

- uwzględnione są wyłącznie drgania skrętne pary kół zębatych,
- sztywność jednej pary współpracujących zębów może być stała lub zmienna na odcinku przyporu,

- wały wraz z kołami oraz kadłub przekładni traktuje się jako elementy idealnie sztywne,
- obciążenie zewnętrzne jest stałe,
- tłumienie drgań przyjęto jako wiskotyczne, a zderzenia zębów po rozwarciu styku ich powierzchni uważa się jako sprężyste.

➤ **Model dynamiczny przekładni jednostopniowej L. Müllera.**

Model ten ułatwia analizę zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach zębatych i umożliwia dyskusję nad jakościowym wpływem poszczególnych czynników konstrukcyjnych i technologicznych. Przyjęto w nim zamiast obrotowego ruchu kół złączonych sprężyną o zmiennej sztywności, ruch posuwisty bryły o odpowiednim zarysie po sprężynach ustawionych w jednym szeregu w ten sposób, aby bryła dociskana do sprężyn wspierała się kolejno na jednej lub dwóch sprężynach w zależności od chwilowego jej położenia, stosownie do zmiany liczby zębów w zazębieniu. W tym przypadku cyklicznie powtarzające się odchyłki, jak np. odchyłka promienia koła zasadniczego, modyfikacja zarysu zęba itp., modelowane są na zarysie bryły, od strony kontaktu ze sprężynami. Natomiast odchyłki o losowym rozkładzie, np. niejednostajność podziału, modelowane są w postaci różnic długości poszczególnych sprężyn podpierających bryłę. Nowy model przekładni przedstawiono na rysunku 4. W zależności od wymaganej dokładności obliczeń, sprężyny mogą być zaopatrzone dodatkowo w tłumiki drgań oraz małe masy odpowiadające masie zęba. Model ten ułatwia jakościową analizę zjawisk dynamicznych w przekładniach zębatych oraz stanowi podstawę do prowadzenia szczegółowych rozważań oceniających wpływ parametrów struktury na generowane sygnały diagnostyczne. Model Müllera pozwala na odwzorowanie okresowych odchyłek powstałych np. wskutek różnic średnic zasadniczych w stosunku do wartości nominalnych lub losowych odchyłek podziałki obu kół. W pierwszym przypadku odchyłki promienia koła zasadniczego Δr_b spowodowane są odchyłkami kąta narzędzia $\Delta \alpha$, co prowadzi do okresowej odchyłki zasadniczej. Składową losową odchyłki kinematycznej obu współpracujących kół odwzorowuje się w modelu w postaci losowych różnic wysokości kolejnych sprężyn w palisadzie.

Zmieniając odpowiednio kształt dolnej części bryły w modelu Müllera można odwzorować różne rodzaje modyfikacji zarysów zębów kół, a także modelować zużycie powierzchni roboczych zębów.

5. BADANIE SYGNAŁU DRGANIOWEGO MODELOWANYCH USZKODZEŃ

Przedmiotem badań była demonstracyjna przekładnia zębata DMG – 1A. Przekładnia ta umożliwia prezentację generowanych sygnałów wibroakustycznych i może być również wykorzystywana do badania wpływu niektórych stanów przekładni na zmianę sygnałów wibroakustycznych. Parametry techniczne przekładni:

- dwie pary kół zębatych (nowa i zużyta),
- silnik elektryczny z reduktorem zębatym i regulatorem prędkości obrotowej od 100 do 3000 obr./min.

Pompa zębata olejowa z zaworem przelewowym i regulowanym ciśnieniem w zakresie 0÷5 MPa.

Układ pomiarowy

Pomiarów charakterystyk dokonano przy pomocy karty pomiarowej APB 200 firmy Difa Measuring Systems w układzie jak na rys.2.

Tor pomiarowy składał się z:

- czujnika pomiarowego przyspieszeń ICP Accelerometr model No. HTM352C68;
- kabla standardowego serii 002 między czujnikiem a wejściem karty In 4.

Zostały zmierzone i przetworzone sygnały w postaci:

- TIME – przebieg czasowy sygnału;
- ACR – autokorelacja;
- CEPS – cepstrum;
- HISS – histogram amplitud;
- AMPL – widmo amplitudowe;
- POWER – gęstość widmowa mocy.

Sposób zamocowania zespołów przekładni modelowej pozwalała na:

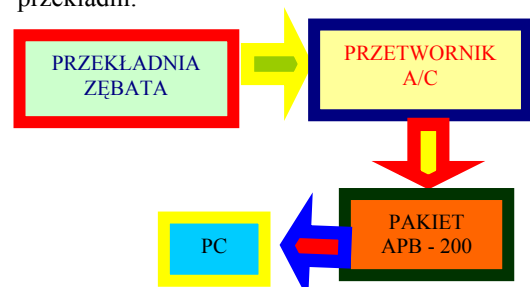
- 1) przesunięcie równoległe lub kątowe osi silnika elektrycznego względem osi wałka przekładni;
- 2) współpracę kół zębatych:
 - nowe – nowe,
 - zużyte – zużyte
 przy zazębieniu całą lub częściową szerokością wieńca;
- 3) regulowanie rozstawu osi wałków przekładni z możliwością ustawienia ich pod niewielkim kątem;
- 4) wymiana łożyska w przekładni zębatej.

Pozwala to na symulowanie następujących stanów przekładni zębatej:

- 1) uszkodzenie (zużycie łożyska) przekładni – poprzez zamontowanie w jednej z obudów, łożyska uszkodzonego lub zużytego (łożysko toczne wahliwe 1206K);
- 2) zbyt ciasny lub luźny montaż – poprzez niedokręcenie lub dokręcenie z nadmiernym

momentem obrotowym nakrętki mocującej jednego z łożysk;

- 3) nieprawidłowe ustawienie kół zębatych przekładni – poprzez:
 - wprowadzenie nadmiernego luzu międzyzębnego,
 - całkowite skasowanie luzu międzyzębnego,
 - zazębienie z niepełną szerokością wieńca,
 - wprowadzenie nierównoległości osi kół zębatych;
- 4) zużycie (uszkodzenie kół zębatych) – poprzez zazębienie zużytych kół zębatych;
- 5) niewyrównoważenie wału – poprzez przykręcenie do koła zębatego masy powodującej niewyważenie wału;
- 6) błędy ustawienia sprzęgła (skoszenie, przestawienie) – poprzez przesunięcie równoległe lub kątowe osi silnika elektrycznego względem osi wałka przekładni;
- 7) niedostateczne smarowanie łożysk lub przekładni zębatej – poprzez brak smaru w jednym z łożysk lub oleju z obudowy przekładni.



Rys. 2. Układ pomiarowy

Statystyczny opis właściwości sygnałów losowych prowadzi się przy wykorzystaniu różnych wielkości, jak:

- ⊖ wartość średnia,
- ⊖ wariancja,
- ⊖ wartość średniokwadratowa,
- ⊖ funkcja autokorelacji,
- ⊖ funkcja korelacji wzajemnej,
- ⊖ gęstość widmowa,
- ⊖ widmo mocy,
- ⊖ wzajemna gęstość widmowa,
- ⊖ funkcja koherencji zwyczajnej.

Na podstawie modelu przekładni zębatej, skonstruowano wektor cech stanu przekładni z uwzględnieniem wszystkich możliwych kombinacji uszkodzeń:

- **stan 1** – brak uszkodzeń – przekładnia całkowicie sprawna (wszystkie parametry w normie),
- **stan 2** – uszkodzenie elementu – (niektóre parametry poza normą)
- ...
- **stan n** – stan rozregulowania (wszystkie parametry poza normą).

Do wyboru (wstępnego) parametrów diagnostycznych opisujących zmianę stanu obiektu, użyto siedmiu stanów przekładni:

Lp.	Stan	Opis
1.	B0	Przekładnia zdatna (nowa)
2.	B1	Przekładnia nowa z przekosem
3.	B2	Przekładnia zużyta
4.	B3	Przekładnia zużyta z przekosem
5.	B4	Przekładnia nowa z niewyważeniem
6.	B5	Przekładnia zużyta z niewyważeniem
7.	B6	Przekładnia z wyłamanym zębem

W kolejnym kroku opracowano macierz cech stanu.

Stany	Symptomy					
	Usz	Usk	Usr	C	K	I
B0						
B1						
B2						
B3						
B4						
B5						
B6						
B7						

Przykładowe wyniki pomiarów dla dwóch stanów:

- B0,1 ÷ B0,5 – przekładnia zdatna,
- B7,1 ÷ B7,5 – przekładnia z wyłamanym zębem.

TIME	Usz	Usk	Usr	C	K	I
B0,1	220,4	43,0	32,4	5,1	1,3	6,8
B0,2	391,2	91,4	69,1	4,3	1,3	5,7
B0,3	284,6	45,3	33,2	6,3	1,4	8,6
B0,4	294,6	83,3	65,3	3,5	1,3	4,5
B0,5	146,6	27,1	20,9	5,4	1,3	7,0
B7,1	249,3	62,5	47,5	4,0	1,3	5,3
B7,2	718,6	142,0	95,3	5,1	1,5	7,5
B7,3	676,6	110,2	72,5	6,1	1,5	9,3
B7,4	522,7	90,1	68,1	5,8	1,3	7,7
B7,5	185,7	36,2	26,4	5,1	1,4	7,0
ACR	Usz	Usk	Usr	C	K	I
B0,1	1000	45,9	27,3	21,8	1,7	36,6
B0,2	1000	43,4	25,9	23,1	1,7	38,5
B0,3	1000	44,8	26,6	22,3	1,7	37,6

B0,4	1000	52,5	32,7	19,1	1,6	30,6
B0,5	1000	61,9	40,4	16,1	1,5	24,7
B7,1	1000	51,6	30,0	19,4	1,7	33,3
B7,2	1000	40,2	22,1	24,9	1,8	45,2
B7,3	1000	40,7	21,6	24,6	1,9	46,4
B7,4	1000	48,5	28,1	20,6	1,7	35,6
B7,5	1000	45,9	28,4	21,8	1,6	35,3
CEPS	Usz	Usk	Usr	C	K	I
B0,1	36,0	41,0	0,2	0,9	220,6	194,1
B0,2	35,9	40,1	0,2	0,9	219,6	196,7
B0,3	34,7	39,2	0,2	0,9	215,4	190,4
B0,4	35,5	40,1	0,2	0,9	223,5	197,6
B0,5	28,0	33,2	0,2	0,8	193,4	163,1
B7,1	33,1	37,8	0,2	0,9	213,3	186,6
B7,2	36,9	41,2	0,2	0,9	232,5	208,3
B7,3	86,5	40,8	0,2	2,1	228,9	485,6
B7,4	35,5	40,1	0,2	0,9	219,2	194,1
B7,5	34,3	39,0	0,2	0,9	212,6	186,9
AMPL	Usz	Usk	Usr	C	K	I
B0,1	13,8	50,1	0,8	0,2	60,8	16,8
B0,2	16,9	73,9	1,2	0,2	59,7	13,6
B0,3	11,5	48,1	0,8	0,2	64,5	15,4
B0,4	24,6	85,1	1,4	0,3	62,3	18,0
B0,5	9,9	21,8	0,3	0,5	74,4	33,7
B7,1	18,7	71,7	1,0	0,3	69,0	18,0
B7,2	36,4	154,1	2,9	0,2	52,2	12,3
B7,3	25,2	109,7	1,7	0,2	62,8	14,5
B7,4	32,8	94,7	1,5	0,3	65,1	22,6
B7,5	8,8	36,6	0,5	0,2	69,6	16,7

6. PODSUMOWANIE

Przekładnie zębate są generatorem drgań mechanicznych, każde odstępstwo od stanu zdadności a także inne odstępstwa związane z funkcjonowaniem przekładni są uwidaczniane w otrzymanym sygnale diagnostycznym. Należy wybrać takie estymaty sygnału drganiowego przekładni, które umożliwią rozwiązanie zadania diagnostycznego i dadzą jasną odpowiedź na temat stanu przekładni.

Każdemu stanowi przekładni zębatej odpowiada określony symptom drganiowy. Tak więc można powiedzieć, że dobrą miarą stanu dynamicznego maszyny jest jej stan drganiowy, zaś chcąc podwyższyć podstawowe wskaźniki jakości maszyn, należy za pomocą istniejących metod i środków obniżyć amplitudy drgań.

LITERATURA

- [1] Królicki Z.; 2000: *Wykorzystanie sieci neuronowych w prognozowaniu stanu przekładni zębatej – Problemy Naukowe W Budowie I Eksploatacji Maszyn - II Forum Młodych*, Bydgoszcz – Borówno.
- [2] Żółtowski B., Królicki Z.; 2000: *Prognozowanie stanu przekładni zębatej – Problemy Budowy Orz Eksploatacji Maszyn I Urządzeń Rolniczych – VIII Międzynarodowe Sympozjum im. Prof. Czesława Kanafojskiego*, Płock.
- [3] Królicki Z.; 2002: *Modele przekładni zębatej w aspekcie metod analizy stanu – XI Konferencja „Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów” i „III Forum Młodych 2002”*, Bydgoszcz – Borówno.
- [4] Królicki Z.; 2002: *Zastosowanie sieci neuronowych w diagnozowaniu obiektów technicznych*, Sesja Naukowa, Bydgoszcz.
- [5] Żółtowski B.; 1996: *Podstawy diagnostyki maszyn*, Wydawnictwo Uczelniane ATR, Bydgoszcz.

Prof. dr hab. inż. Bogdan ŻÓŁTOWSKI – informacje o Autorze na 76 str.

Mgr inż. Zdzisław KRÓLICKI jest asystentem w Zakładzie Samochodów i Ciągników w Katedrze Maszyn Roboczych i Pojazdów. Pracę naukową w ATR Bydgoszcz rozpoczął w 1998 r., członek PTDT. Obecnie zajmuje się zagadnieniami budowy i wykorzystania sieci neuronowych między innymi w diagnostyce.

METODYKA BADANIA DRGANIOWEGO PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Zdzisław KRÓLICKI, Bogdan ŻÓŁTOWSKI

Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy
Wydział Mechaniczny
Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów
ul. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz
tel. (52) 340 82 83
krolicki@atr.bydgoszcz.pl
bogzol@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono problematykę związaną z badaniami drganiowymi przekładni zębatej. Głównym zagadnieniem jest próba opracowanie oryginalnej metodyki postępowania badawczego. Szczególny nacisk położono na merytoryczną poprawność i odpowiednią kolejność czynności badawczych. Uwzględnione zostały poszczególne etapy postępowania, od procesu planowania, poprzez dobór punktów pomiarowych i wybór symptomów, po redukcję danych.

Słowa kluczowe: sprawność techniczna, przekładnia zębata, badania drganiowe.

THE TOOTHEAD GEAR VIBRATION INVESTIGATION METHODOLOGY

Summary

Qualification his real shape is the main aim of technical objects state analysis relevant with his further exploitation. The modern systems of machines technical state supervision goes to elimination a "human factor", and to gradual supersession of knowledge and experiences of diagnostic services with the automatic diagnostic systems, that working in mode "on - line".

Keywords: efficiency technical, gear teeth, vibration investigation.

1. WPROWADZENIE

Dotychczasowe metody oceny pracy przekładni opierają się wciąż jeszcze w dużym stopniu na subiektywnych stwierdzeniach wysoko wykwalifikowanego personelu technicznego. Istnieje więc szczególnie zapotrzebowanie na proste urządzenia diagnostyczne, umożliwiające szybkie i obiektywne określenie sprawności technicznej przekładni, w szczególności dla oceny bezdemontażowej.

Przekładnie zębate są generatorem drgań mechanicznych, każde odstępstwo od stanu zdatności a także inne odstępstwa związane z funkcjonowaniem przekładni są uwidaczniane w otrzymanym sygnale diagnostycznym. Należy wybrać takie estymaty sygnału drganiowego przekładni, które umożliwią rozwiązanie zadania diagnostycznego i dadzą jasną odpowiedź na temat stanu przekładni.

2. ANALIZA STANU WIEDZY

Prowadzone dotychczas rozważania teoretyczne oraz badania eksperymentalne wskazują, że w

zakresie nowoczesnej diagnostyki technicznej szczególna rola przypada sygnałom diagnostycznym wielowymiarowym, jak: hałas, drgania itp., nieodłącznie związanych z funkcjonowaniem przekładni zębatej. Wykorzystanie sygnału drganiowo – hałasowego bądź procesów dynamicznych pokrewnych w pośredniej ocenie własności przekładni nazwano diagnostyką wibroakustyczną. Udział sygnału wibroakustycznego w diagnozowaniu stanu przekładni zębatej jest obecnie coraz większy, z uwagi na możliwość oceny bezdemontażowej. Do szczególnych własności sygnału wibroakustycznego, jako nośnika informacji zalicza się:

- dużą pojemność informacyjną,
- odwzorowanie najistotniejszych procesów fizycznych zachodzących w przekładni zębatej, (np. odkształcenia, naprężenia itp.),
- fakt, iż jest on integralnie związany ze stanem przekładni,
- dużą szybkość przekazywania informacji.

Celem analizy stanu technicznego badanego obiektu jest określenie jego rzeczywistej kondycji lub inaczej mówiąc, przydatności do dalszej

eksploatacji. Każdorazowo więc, wyznaczony model stan – symptom lub często stan – czas eksploatacji maszyny powinien mieć nie tylko właściwości wyjaśniające naturę przekształcenia, lecz także właściwości predykcyjne umożliwiające przewidywanie zmian stanu maszyny. Ma to szczególne znaczenie dla tzw. maszyn krytycznych, których unieruchomienie może być przyczyną znacznych strat materialnych, a nawet zagrożenia zdrowia i życia ludzi.

Przekładnie zębate są generatorem drgań mechanicznych, każde odstępstwo od stanu zdatności a także inne odstępstwa związane z funkcjonowaniem przekładni są uwidaczniane w otrzymanym sygnale diagnostycznym. Należy wybrać takie estymaty sygnału drganiowego przekładni, które umożliwią rozwiązanie zadania diagnostycznego i dadzą jasną odpowiedź na temat stanu przekładni.

W diagnostyce maszyn możemy wyróżnić wiele metod i sposobów określania zarówno : stanu technicznego maszyny jak i terminu kolejnego przeglądu do którego ta maszyna powinna pracować bez awaryjnie.

Nie jest dzisiaj problemem dla diagnosty – fachowca, zarówno wytypować odpowiednie parametry do analizy jak i dokonać odpowiednich pomiarów. Znane są metody, wzory, można posłużyć się takim czy innym programem komputerowym.

Problem zaczyna się w momencie nagłych, nieprzewidzianych awarii związanych z różnymi defektami (wady materiałowe) jak i wpływami zewnętrznymi (zmęczenie materiału , naprężenia). Wydaje się tu uzasadnionym diagnozowanie w rybie „on-line”, czyli ciągłe monitorowanie stanu pracującego obiektu bez jego wyłączenia. W takiej sytuacji diagnozowanie stanu maszyny staje się już dość problematyczne.

3. DIAGNOZOWANIE OBIEKTÓW TECHNICZNYCH

Rosnący stopień złożoności maszyn i krytyczność ich funkcji ze względów bezpieczeństwa i ekonomicznych zmuszają konstruktorów i użytkowników tych obiektów do nadzorowania ich bieżącego stanu technicznego i prognostycznie zorientowanego użytkowania. Jest to możliwe, jeśli na etapie użytkowania lub lepiej konstruowania zintegrowane zostaną z obiektem urządzenia i procedury diagnostyczne.

Problemy diagnostyki maszyn obejmują zagadnienia:

- pozyskiwania i przetwarzania informacji diagnostycznej,
- budowy modeli i relacji diagnostycznych,
- wnioskowania diagnostycznego i wartości granicznych,
- klasyfikacji stanów maszyny,

- przewidywania czasu kolejnego diagnozowania,
- obrazowania informacji decyzyjnych.

4. METODYKA BADAŃ DIAGNOSTYCZNYCH

W diagnostyce technicznej badanymi czynnikami są cechy stanu i parametry generowanych sygnałów diagnostycznych. Uwzględniając problemy występujące podczas opracowania procedur diagnostycznych, można stworzyć odpowiednią metodykę badań diagnostycznych, obejmującą:

- analizę obiektu badań diagnostycznych wraz z wyborem cech stanu obiektu,
- budowę modeli generacji sygnałów diagnostycznych,
- metodykę badań uwzględniającą: formę eksperymentu, wybór punktów pomiarowych oraz wybór miar diagnostycznych,
- budowę kolejnych przybliżeń modelu analitycznego obiektu diagnozy,
- podjęcie decyzji diagnostycznej,
- ocenę wiarygodności diagnozy na każdym etapie podejmowania decyzji,
- opracowanie procedury diagnozowania do zastosowań praktycznych.

Rozwiązanie tych problemów pozwala na opracowanie metodyki postępowania przy budowie użytecznych rozwiązań procedur diagnostycznych dla systemów technicznych.

5. PLANOWANIE DOŚWIADCZEŃ

W zastosowaniach praktyki eksperymentalnej wykorzystuje się wybrane plany doświadczeń, których podstawowa klasyfikacja jest następująca.

Wybór właściwego planu doświadczenia stanowi jedną z najważniejszych decyzji na etapie przygotowania eksperymentu. Na podjęte decyzje wpływ miały następujące czynniki:

- informacja o obiekcie badań,
- jakościowy model matematyczny obiektu badań,
- cel badań doświadczalnych.

W wyborze planu istotne są również kryteria wyboru planu doświadczeń jak:

- realizowalność,
- informatywność,
- efektywność.

Konieczność badań doświadczalnych wynika z pełnej lub częściowej nieznajomości związków przyczynowo – skutkowych między czynnikami (wielkościami wejściowymi) a parametrami obiektu badań (wielkościami wyjściowymi). Obiekt badań można przedstawić w postaci modelu jak na rys. 1. Jego parametry Y zależą od pewnej liczby wielkości wejściowych X przy jednoczesnym oddziaływaniu wielkości zakłócających Z oraz istnieniu wielkości

stałych c_s . Do wielkości zakłócających zaliczane są wielkości niemierzalne i niesterowalne, albo świadomie ustalone.

Wielkości stałe można zmierzyć, ale nie można zmienić lub zmiana taka nie jest celowa bądź konieczna. Statyczne wartości parametrów obiektu badań są funkcjami, zależnymi od działających na obiekt wielkości:

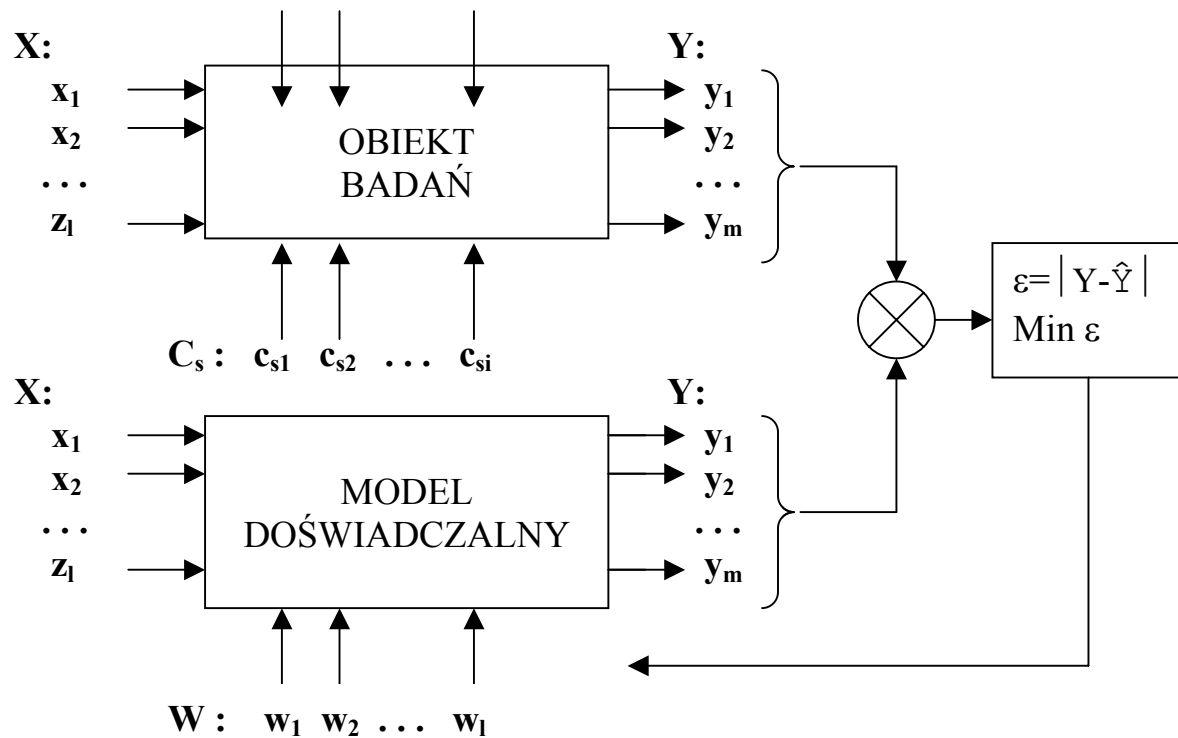
$$y=f(x_1, x_2, \dots, x_l, z_1, z_2, \dots, z_l, c_{s1}, c_{s2}, \dots, c_{si}) \quad (1)$$

Model doświadczalny jest funkcją wielkości wejściowej X i współczynników W :

$$\hat{y}=f(x_1, x_2, \dots, x_l, w_1, w_2, \dots, w_{k+1}) \quad (2)$$

Za pomocą funkcji (2) aproksymowana jest rzeczywista funkcja obiektu badań (1), niewyznaczalna z powodu występowania zakłóceń. Najczęściej można przyjąć, że wartości wielkości stałych c_s są niezmiennie w określonym czasie badań. Postać funkcji (2) może być wybrana przez badacza. Najczęściej są to wielomiany drugiego stopnia z członami inercyjnymi, uwzględniającymi wpływ łącznego oddziaływania czynników pierwszego rzędu na wartość wielkości wyjściowych, jak np. funkcja:

$$\hat{y}=w_0 + \sum_{i=1}^l w_i x_i + \sum_{i=1}^l w_{ii} x_i^2 + \sum_{i,j=1}^l w_{ij} x_i x_j \quad (3)$$



Rys. 1. Model obiektu badań (X – wielkość wejściowa, C_s – wielkości stałe, Z – wielkości zakłócające, W – współczynniki, Y – wielkości wyjściowe, \otimes - porównanie

Najpopularniejszą metodą wyznaczania współczynników w funkcji (3) jest metoda najmniejszych kwadratów, ze względu na uniwersalność i prostotę.

W ogólnym przypadku, przy wyznaczaniu doświadczalnego modelu obiektu, poszukuje się współczynników funkcji regresji (3), która może być zapisana w postaci:

$$\hat{y}=w_0 f_0(\bar{x}) + w_1 f_1(\bar{x}) + \dots + w_k f_k(\bar{x}) \quad (4)$$

gdzie: $f_k(\bar{x})$ - funkcja liniowo niezależna o argumentach $\bar{x} = x_1, x_2, \dots, x_l$

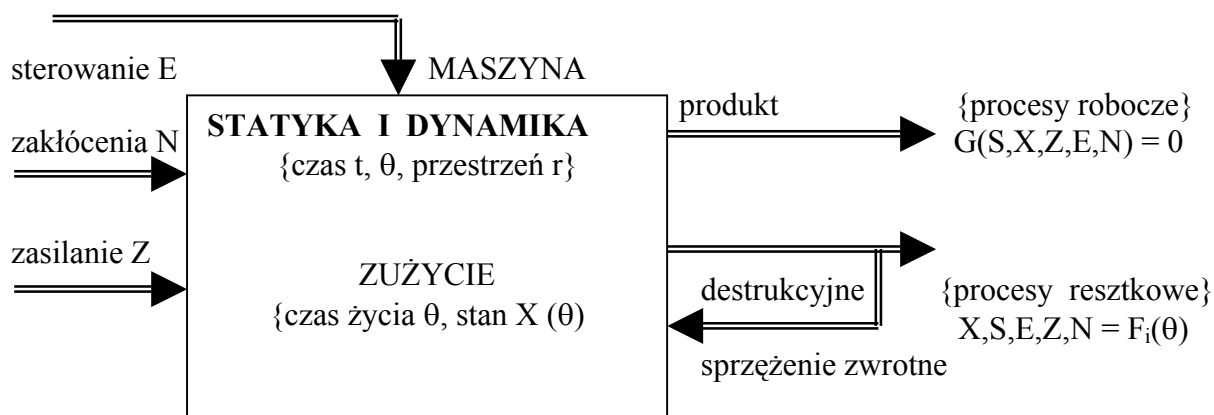
Problem wyboru odpowiedniego układu wartości wielkości wejściowej x , dobranej ze względu na przyjęte kryteria, jest przedmiotem planowania eksperymentu.

6. MODEL DIAGNOSTYCZNY OBIEKTU

Najbardziej ogólny model obiektu dla potrzeb diagnostyki technicznej przedstawiono na rys. 2.

Stan techniczny obiektu można tu określać obserwując funkcjonowanie obiektu, tzn. jego wyjście główne przekształconej energii (lub produktu) oraz wyjście dyssypacyjne, gdzie obserwujemy różnego typu procesy resztkowe

(termiczne, wibracyjne, akustyczne, elektromagnetyczne).



Rys. 2. Model diagnostyczny obiektu

Wektorowy opis struktury obiektu, jego wejść: zasilania, sterowania i zakłóceń oraz wyjść energetycznych (użytecznych i resztkowych) prowadzi bezpośrednio do opisu możliwych związków pomiędzy zmiennymi.

Opis modelu obiektu diagnostyki zależy od postawionego celu badań, przyjętej struktury modelu i wyboru zmiennych stanu. Wybrane zmienne stanu powinny z jednej strony zabezpieczać wystarczająco wierny opis interesujących nas zjawisk i procesów przebiegających w maszynie, a z drugiej strony – umożliwiać otrzymanie możliwie prostych zależności matematycznych, określających związki przyczynowo skutkowe.

Budowa efektywnych modeli diagnostycznych dla wielowymiarowych obiektów złożonych, objętych sprzężeniami zwrotnymi (do których zaliczane są maszyny), napotyka na duże trudności. Główne powody tego są następujące:

- zmienne warunki pracy maszyny;
- maskowanie informacji diagnostycznej;
- trudności wprowadzenia określonych stanów zużycia lub stopnia uszkodzenia elementów;
- nieznanostwo torów rozprzestrzeniania się sygnałów diagnostycznych od miejsc uszkodzeń do punktów odbioru w złożonym obiekcie;
- inne.

Częściowe ominięcie opisanych trudności daje poprawne zamodelowanie badanej maszyny i wszelkie poczynania optymalizacyjne w budowanej dalej procedurze diagnostycznej.

Jest to metodologia ogólna modelowania. Wynikiem są modele diagnostyczne obiektów – model: regresyjny, holistyczne, rozmyte, binarna

macierz diagnostyczna, probabilistyczna macierz obserwacji, etc., o czym będzie mowa później.

7. WYBÓR MIAR DIAGNOSTYCZNYCH

Sygnały losowe określane są na zbiorze realizacji w ograniczonym przedziale czasu. Zmierzony sygnał losowy można uważać za odcinek jednej realizacji procesu losowego, a wartości cech sygnału losowego powinny być wyznaczone na podstawie analizy wszystkich jego realizacji. Dlatego wprowadzono pojęcie estymatora, tj. oceny wartości cech zmiennej losowej, dokonanej na podstawie analizy próby o ograniczonej liczności wartości tej zmiennej. Estymator powinien w szczególności być:

- nieobciążony- gdy jego wartość oczekiwana jest równa wartości ocenianej cechy,
- zgodny – jeśli ze wzrostem liczności próby, z której jest on wyznaczony, wartość estymatora dąży do wartości ocenianej cechy z prawdopodobieństwem dążącym do jedności.

W diagnostyce często są wykorzystywane sygnały losowe stacjonarne i ergodyczne. Dla zastosowań praktycznych wystarczy przyjąć, że sygnały stacjonarne to takie, których uśrednione cechy nie są zmienne w czasie, mają więc wartość średnią stałą w czasie, a funkcja autokorelacji jest funkcją tylko przesunięcia czasowego. Ergodyczność sygnału losowego w praktyce oznacza natomiast możliwość wyznaczenia wszystkich jego cech probabilistycznych przy pomocy operatora uśredniania w wyniku analizy jednej realizacji sygnału obserwowanego.

Statystyczny opis właściwości sygnałów losowych prowadzi się przy wykorzystaniu różnych wielkości, jak:

- ⊕ wartość średnia,
- ⊕ wariancja,
- ⊕ wartość średniokwadratowa,
- ⊕ funkcja autokorelacji,
- ⊕ funkcja korelacji wzajemnej,
- ⊕ gęstość widmowa,
- ⊕ widmo mocy,
- ⊕ wzajemna gęstość widmowa,
- ⊕ funkcja koherencji zwyczajnej,
- ⊕ ...

Wykorzystanie danych, zbieranych w nadmiarze w eksperymencie i uzyskiwanych podczas przetwarzania, do podjęcia decyzji o stanie maszyny często nie jest ani możliwe ani konieczne. Naturalne jest więc dążenie do redukcji danych początkowych, obejmujących zbiory obiektów oraz opisujących je informacji, które winny zostać zastąpione przez stosunkowo niewielkie zbiory danych odpowiednio uporządkowanych.

Dla problemu selekcji informacji duże znaczenie mają metody redukcji które:

- ⊕ minimalizują ryzyko lub średnie prawdopodobieństwo błędu klasyfikacji obiektu,
- ⊕ maksymalizują przyjętą funkcję celu,
- ⊕ maksymalizują wskaźniki informatywności cech.

8. PLANOWANIE EKSPERYMENTU

W badaniach diagnostycznych wyróżnia się trzy rodzaje eksperymentów:

- czynny – polegający na celowej zmianie dostępnych parametrów stanu i obserwacji WA, jakie te zmiany powodują. W większości przypadków takich badań zmiana parametrów stanu wymaga demontażu maszyny.
- bierny – polegający na obserwacji parametrów sygnału WA bez znajomości parametrów stanu, lecz z ewentualną możliwością kontroli sterowania i obciążenia jako zmiennych zakłócających. Możliwe są tutaj dwa warianty tego samego typu eksperymentu:
 - obserwacja sygnałów WA obiektu od momentu pierwszego uruchomienia aż do czasu jego uszkodzenia zużyciowego,
 - równoczesna obserwacja parametrów sygnałów WA w dostatecznie dużej próbie N takich samych obiektów w różnych stanach eksploatacyjnych
- biernie – czynny – polegający na obserwacji parametrów sygnału WA z równoczesnym pomiarem parametrów stanu dla jednej lub dwu wartości czasu eksploatacji, jednak bez możliwości ingerencji w wartości parametrów stanu..

9. WPLYW LOKALIZACJI CZUJNIKÓW POMIAROWYCH NA WARTOŚCI PARAMETRÓW DIAGNOSTYCZNYCH

Teoretyczne przesłanki prowadzenia badań w obecności zakłóceń uzasadniają wagę właściwego wyboru punktów pomiarowych. Biorąc pod uwagę wczesne wykrycie rozwijającego się uszkodzenia należy zminimalizować wpływ odległości od miejsca powstawania symptomu z dwóch powodów:

- charakterystyczne dla tworzywa konstrukcyjnego tłumienie energii dyssypowanej przez uszkodzenie, rosnące ze wzrostem częstotliwości,
- własności rezonansowe konstrukcji obiektu.

Miejsce pomiaru i jego kierunek muszą charakteryzować się dużą dynamiką amplitudy i małymi zniekształceniami selektywnymi na drodze uszkodzenie – miejsce odbioru. W praktyce, miejsce odbioru sygnałów ustalane jest w oparciu o znajomość modelu funkcjonalnego obiektu i jego modeli generacji sygnałów.

Nie zawsze jednak wyselekcjonowana strefa powstawania uszkodzeń jest dostępna pomiarowo (np. zazębienie kół, węzeł łożyska wewnętrznego itd.), co determinuje konieczność stosowania miar analitycznych w wyborze tych punktów. Zadanie to można wykonać stosując jedną z miar podobieństwa procesów generowanych w różnych punktach maszyny, ukazujących lokalny stopień podobieństwa między tymi procesami.

Dobre własności separacji punktów odbioru sygnału posiada funkcja koherencji, określona zależnością

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_{xx}(f)G_{yy}(f)} \leq 1 \quad (5)$$

wspomagana dodatkowymi wielkościami kryterialnymi:

- ilością informacji między punktami $In_{xy}(\Theta_i)$, zdefiniowaną jako:

$$In_{xy}(\Theta) = \sum_{x=1}^l \lg \frac{1}{1-\gamma_{mn}^2(f_x, \Delta f_x, \Theta_i)} \quad (6)$$

dająca zróżnicowanie informacji dla potrzeb diagnostyki w postaci $\min \gamma_{xy}^2(f, \Delta f, \Theta_i)$;

- trafnością decyzji wyboru $T_d(\Theta_i)$, dającą informację oczekiwaną według kryterium $\max T_d(\Theta_i)$, zdefiniowaną jako:

$$T_d(\Theta_i) = \frac{P_g * P_z(S_m)}{P_g * P_z(S_m) + (1 - P_g)[1 - P_z(S_m)]} \quad (7)$$

gdzie: P_g – prawdopodobieństwo zdadności obiektu;

$P_z(S_m) = \prod_{j=1}^m P(S_j)$ – łączne prawdopodobieństwo nie przekroczenia wartości granicznej.

Algorytm wyboru punktów odbioru sygnału, sformułowany w postaci procedury adaptacyjnej jest realizowany w następujących krokach:

1. dokonać wstępnego wyboru dla $\Theta = \Theta_1$ m-punktów odbioru sygnału, korzystając z przeprowadzonej analizy konstrukcyjnej i funkcjonalnej oraz dostępności maszyny,
2. wyznaczyć $\gamma_{xy}^2(f)$ pomiędzy przyjętymi wstępnie punktami, uzyskując jednocześnie wartości współczynnika koherencji $\gamma_{xy}^2(f, \Delta f, \Theta_i)$,
3. ustalić wartość graniczną funkcji koherencji z zależności (5),
4. ustalić podobieństwo informacyjne między punktami wg zależności (6),
5. ocenić trafność doboru punktów pomiarowych z zależności (7),
6. dokonać oceny zbędności wg kryteriów:
 $T_d(\Theta_i)$ – małe, ... $\ln_{xy}(\Theta_i)$ – małe, ... $\gamma_{xy}^2(f)$ – duże,
7. podobnie postępując dla $\Theta = \Theta_{2..i}$ przeprowadzić końcowy wybór punktów pomiarowych.

10. PODSUMOWANIE

Celem analizy stanu technicznego badanego obiektu jest określenie jego rzeczywistej kondycji lub inaczej mówiąc, przydatności do dalszej eksploatacji. Nowoczesne systemy nadzoru stanu technicznego maszyn zmierzają do eliminacji tzw. „czynnika ludzkiego”, do stopniowego zastępowania wiedzy i doświadczeń służb diagnostycznych automatycznymi systemami diagnostycznymi pracującymi w trybie „on-line”.

LITERATURA

1. Żółtowski B.: *Podstawy diagnostyki maszyn*, Wydawnictwo Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1996.
2. Żółtowski B., Królicki Z.: *Prognozowanie stanu przekładni zębatej – Problemy Budowy Oraz Eksploatacji Maszyn I Urządzeń Rolniczych – VIII Międzynarodowe Sympozjum im. Prof. Czesława Kanafojskiego*, Płock 2000.
3. Królicki Z.: *Modele przekładni zębatej w aspekcie metod analizy stanu – XI Konferencja „Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów” i „III Forum Młodych 2002”*, Bydgoszcz – Borówno.
4. Królicki Z.: *Zastosowanie sieci neuronowych w diagnozowaniu obiektów technicznych*, Sesja Naukowa, Bydgoszcz 2002.

Mgr inż. Zdzisław KRÓLICKI – informacje o Autorze na 88 str.

Prof. dr hab. inż. Bogdan ŻÓŁTOWSKI – informacje o Autorze na 76 str.

METODA DIAGNOZOWANIA PRZYDATNOŚCI OBIEKTÓW TECHNICZNYCH DO UŻYTKOWANIA W SYSTEMIE EKSPLOATACJI

Maciej WOROPAY, Bogdan LANDOWSKI, Daniel PERCZYŃSKI

Katedra Eksploatacji Maszyn
Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy
ul. Kaliskiego 7, email: perkol@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę diagnozowania przydatności obiektów technicznych do realizacji zadań przyjętych przez podsystem sterujący badanego systemu eksploatacji. Obiektem badań, na którym zilustrowano rozważania przedstawione w niniejszej pracy, jest system eksploatacji autobusów komunikacji miejskiej w wybranej aglomeracji miejskiej. W celu rozwiązania omawianego problemu przyjęto założenie, że matematycznym modelem procesu eksploatacji autobusów jest jednorodny proces Markowa. Jako kryterium wyboru (zakupu) określonej marki autobusu do eksploatacji przyjęto wskaźnik wykorzystania potencjału użytkowego. W artykule nie rozważa się aspektów ekonomicznych związanych z realizacją zakupu obiektu technicznego.

Słowa kluczowe: diagnozowanie, jednorodny proces Markowa, proces eksploatacji

USEFULNESS DIAGNOSIS METHOD OF THE TECHNICAL OBJECTS TO BE USED IN THE MAINTENANCE SYSTEM

Summary

This paper presents the usefulness diagnosis method of the technical objects to realise the tasks received by the controlling subsystem. The investigation object being the basis to illustrate the considerations presented herein, is a municipal-transport bus maintenance system in a selected urban agglomeration. In order to solve the discussed problem it has been assumed that the mathematical model of the bus maintenance process is homogenous Markov process. As a criterion to select (purchase) a specific bus type to be maintained, the usefulness potential usage rate. The paper does not cover investigation of the economic aspects related to the purchase of a specific bus type.

Keywords: diagnosis, homogenous Markov process, maintenance system

1. WPROWADZENIE

W artykule przedstawiono metodę diagnozowania przydatności obiektów technicznych do realizacji zadań przyjętych przez podsystem sterujący badanego systemu eksploatacji. Obiektem badań jest system eksploatacji autobusów komunikacji miejskiej (SEAKM) w wybranej aglomeracji miejskiej. Efekty wynikające z działania analizowanego systemu wiążą się ściśle ze sprawnością zarządzania, rozumianego jako umiejętność sterowania zasobami, procesami i informacjami w celu optymalnego ich wykorzystania w swojej działalności. Ponieważ na rynku istnieje duża różnorodność obiektów technicznych celowym wydaje się opracowanie narzędzia umożliwiającego racjonalny wybór określonego typu autobusu do eksploatacji w analizowanym systemie.

2. OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań, na którym zilustrowano rozważania przedstawione w niniejszym opracowaniu, jest system eksploatacji autobusów komunikacji miejskiej w wybranej aglomeracji miejskiej. Podstawowym celem działania rozpatrywanego systemu jest realizacja efektywnych oraz bezpiecznych przewozów pasażerskich środkami komunikacji autobusowej w wyznaczonym zakresie ilościowym i terytorialnym.

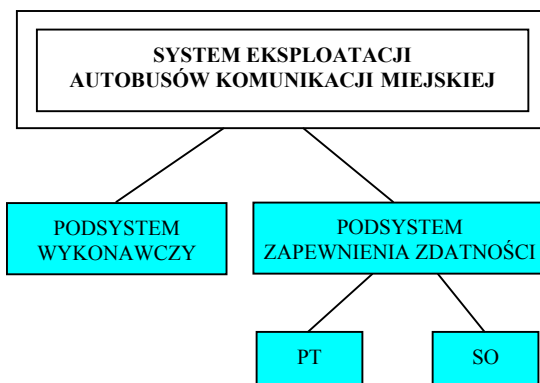
Dla celów pracy w analizowanym systemie eksploatacji autobusów komunikacji miejskiej wyróżniono dwa główne podsystemy (rys. 1):

- podsystem wykonawczy, złożony z podsystemów elementarnych (kierowca - autobus), które realizują główne zadanie systemu (przewozy pasażerskie);

- podsystem zapewnienia zdatności, złożony z poszczególnych jego podsystemów, w których realizowane są czynności diagnostyczne, obsługowe, naprawcze oraz związane z zasilaniem podsystemów elementarnych systemu wykonawczego,

Bezpośrednią realizacją zadań systemu zajmuje się podsystem wykonawczy zawierający podsystemy elementarne typu <C – OT> (kierowca – autobus), w których człowiek jest sprzężony strukturą szeregową z obiektem technicznym. Niezawodność eksploatowanych obiektów technicznych utrzymywana jest na odpowiednim poziomie w wyniku realizacji procesów obsługi w podsystemie zapewnienia zdatności. Podsystem zapewnienia zdatności zawiera dwa podsystemy (rys. 1):

- podsystem zapewnienia zdatności (stacja obsługi (SO) położona na terenie SEAKM), złożony z poszczególnych jego podsystemów, w których realizowane są czynności diagnostyczne, obsługowe i naprawcze,
- podsystem tzw. terenowych służb lotnych realizujący obsługi przez jednostki pogotowia technicznego (PT) poza obszarem SO.



Rys.1. Schemat uproszczonej struktury analizowanego systemu

Badany system dysponuje dwiema zajezdniami autobusowymi, na terenie których znajdują się stacje obsługi pojazdów:

- Zajezdnia nr 1 ze stacją obsługi nr 1 - SO1,
- Zajezdnia nr 2 ze stacją obsługi nr 2 - SO2.

W stacjach obsługi pojazdów realizowane są procesy zapewnienia zdatności oraz procesy diagnostyczne, a w szczególności:

- obsługi w dniu użytkowania,
- okresowe obsługi techniczne,
- naprawy bieżące,
- kontrole stanu technicznego.

W podsystemie zapewnienia zdatności istnieje również zbiór jednostek pogotowia technicznego. Do podstawowych zadań tych służb należy przywracanie stanu zdatności, w jak najkrótszym przedziale czasu, autobusom znajdującym się poza terenem zajezdni lub holowanie uszkodzonych autobusów do stacji obsługi (w przypadku braku możliwości ich naprawy poza terenem zajezdni). W tabeli 1 zestawiono ilości poszczególnych typów

pojazdów pogotowia technicznego będących w dyspozycji terenowych służb lotnych.

Tabela 1.

Typy i ilości pojazdów pogotowia technicznego SEAKM

Typ pojazdu jednostki Pogotowia Technicznego	Liczba sztuk	Uwagi
Ikarus 260	2	przystosowany do wymiany kół w autobusach będących na trasie
Kamaz 5320	1	przystosowany do holowania uszkodzonych autobusów
Żuk	5	przystosowany do realizacji napraw na trasie

Po zakończeniu procesów obsługi zdalny zadaniowo pojazd kierowany jest do podsystemu wykonawczego (rezerwowego lub roboczego – jeżeli liczba pojazdów w podsystemie roboczym jest zbyt mała do pełnego zrealizowania zadań przewozowych). Czas trwania obsługi pojazdu (przebywania pojazdu w systemie zapewnienia zdatności) ma charakter losowy. W dalszej części rozważań przyjęto, że w analizowanym systemie eksploatowane są obiekty jednorodne.

2.1. Wybrane wyniki wstępnych badań eksploatacyjnych

W ramach zrealizowanych w rzeczywistym systemie eksploatacji autobusów komunikacji miejskiej wstępnych badań eksploatacyjnych dokonano analizy czasów przebywania w wyróżnionych stanach eksploatacyjnych. Badania przeprowadzono w naturalnych warunkach eksploatacji autobusów metodą eksperymentu biernego.

Przedstawione w dalszej części pracy wybrane wyniki badań dotyczą autobusów marki Mann (16 pojazdów) oraz Volvo (90 pojazdów) eksploatowanych w analizowanym systemie i obejmują przedział czasu od 01.01.2003 r. do 30.04.2003 r. W tabeli 2 oraz tabeli 3 przedstawiono wyniki wstępnych badań dotyczące wybranych statystyk czasów:

- poprawnej pracy autobusów (T_1),
- odnowy autobusu przez pogotowie techniczne (T_2),
- odnowy dokonanej w stacji obsługi (T_3),

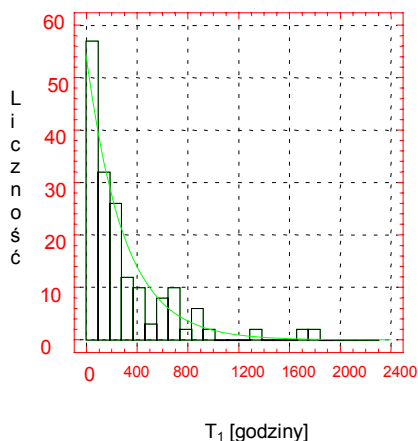
natomiast na rys. 2 przedstawiono rozkład czasu poprawnej pracy autobusów marki Mann w postaci histogramu częstotliwości.

Tabela 2
Wartości wybranych statystyk badanych cech autobusów marki Volvo

Volvo			
Statystyka	T ₁	T ₂	T ₃
Liczba obserwacji	823	474	407
Wartość średnia	242,5	1,13	1,67
Odchylenie standardowe	289,9	0,72	0,85
Minimum	0,34	0,03	0,47
Maksimum	2237,67	4,88	7,23
Rozstęp	2237,33	4,85	6,76
Wariancja	84092,40	0,51	0,73
Mediana	143,65	143,65	1,40
Moda	24	1,00	1,07

Tabela 3
Wartości wybranych statystyk badanych cech autobusów marki Mann

Mann			
Statystyka	T ₁	T ₂	T ₃
Liczba obserwacji	174	89	87
Wartość średnia	295,06	1,11	1,71
Odchylenie standardowe	353,74	0,54	1,15
Minimum	7,22	0,05	0,23
Maksimum	1824	2,75	6,17
Rozstęp	1816,78	2,70	5,94
Wariancja	125131,0	0,29	1,32
Mediana	165,81	1,15	1,30
Moda	48	1,67	0,92



Rys. 2. Histogram czasu poprawnej pracy autobusów marki Mann

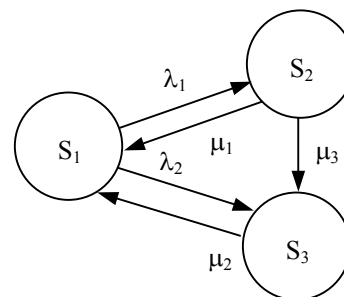
Dokonana analiza czasów obsługi wykonanych przez pogotowie techniczne (PT) uwzględniała tylko obsługi w wyniku których nastąpiło opóźnienie w realizacji zadania przewozowego. Natomiast dane dotyczące czasów obsługi wykonanych w stacjach obsługi (SO) obejmowały tylko te, które były skutkiem uszkodzenia OT wykrytego w trakcie realizacji zadania przewozowego (powodującego utratę tzw. kursu).

3. MODEL PROCESU EKSPLOATACJI REALIZOWANY W OBIEKCIE BADAŃ

W wyniku identyfikacji obiektu badań wyróżniono trzy, istotne z punktu widzenia celu pracy, stany eksploatacyjne autobusów, tj.:

- S₁ - stan pracy (realizacja zadań przewozowych),
- S₂ - stan odnowy realizowanej przez jednostki pogotowia technicznego,
- S₃ - stan odnowy realizowanej w stacji obsługi,

Przyjęto założenie, że wstępnym matematycznym modelem procesu eksploatacji autobusów jest proces stochastyczny $\{X(t), t \geq 0\}$. Analizowany proces stochastyczny $\{X(t), t \geq 0\}$ ma skończoną przestrzeń fazową $S, S = \{S_1, S_2, S_3\}$. Założono, że do opisu procesu eksploatacji analizowanych obiektów technicznych zostanie wykorzystana teoria jednorodnych procesów Markowa. Dokonana analiza przestrzeni stanów oraz zdarzeń eksploatacyjnych dotyczących autobusów umożliwiła zbudowanie grafu skierowanego odwzorowania procesu eksploatacji realizowanego w obiekcie badań, który przedstawiono na rys.3.



Rys. 3. Graf skierowany procesu eksploatacji

Intensywność przejść analizowanego procesu ujęto w tzw. macierzy intensywności przejść Λ :

$$\Lambda = \begin{bmatrix} -(\lambda_1 + \lambda_2) & \lambda_1 & \lambda_2 \\ \mu_1 & -(\mu_1 + \mu_3) & \mu_3 \\ \mu_2 & 0 & -\mu_2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

4. MODEL MATEMATYCZNY PROCESU EKSPLOATACJI

Wybór aparatu matematycznego do opisu badanego procesu eksploatacji został dokonany na podstawie następujących przesłanek:

- celu pracy,

- dokładności odwzorowania procesu rzeczywistego przez model,
- stopnia złożoności stosowanego aparatu matematycznego,
- możliwości pozyskania danych, dotyczących procesu eksploatacji realizowanego w obiekcie badań.

W wyniku przeprowadzonej analizy założeń i ograniczeń uznano proces Markowa oraz teorię dotyczącą analizy tego procesu jako najlepsze narzędzie – z punktu widzenia celu badań – do matematycznego modelowania rzeczywistego procesu eksploatacji realizowanego w obiekcie badań. Proces stochastyczny $X(t)$ będący jednorodnym procesem Markowa o skończonym zbiorze stanów S można w pełni określić za pomocą:

- rozkładu początkowego procesu $X(t)$,
- macierzy Λ intensywności zmian stanów procesu $X(t)$.

Wykorzystując do matematycznego modelowania procesu eksploatacji jednorodny proces Markowa, w pracy przyjęto podstawowe założenie, że proces ten dostatecznie dobrze, z punktu widzenia celu badań, odwzorowuje modelowany rzeczywisty proces eksploatacji.

4.1. Macierzowy algorytm rozwiązania układu równań różniczkowych dla procesu Markowa

Wykorzystując teorię procesów Markowa można dla analizowanego modelu procesu eksploatacji wyznaczyć prawdopodobieństwa $P_i(t)$, $i = 1, 2, 3$, znajdowania się obiektów technicznych w wyróżnionych stanach eksploatacyjnych S_i . W tym celu należy rozwiązać układ równań różniczkowych A. N. Kołmogorowa postaci:

$$P'(t) = P(t)\Lambda, \quad (1)$$

gdzie:

$P'(t)$ - wektor kolumnowy złożony z pochodnych $P_i'(t)$,

$P(t)$ - wektor prawdopodobieństw $P_i(t)$,

Λ - macierz intensywności zmian stanów procesu.

W celu wyznaczenia wartości $P_i(t)$, $i=1, 2, 3$, opracowano algorytm obliczeniowy i napisano program komputerowy w języku Turbo Pascal v. 6.0 [3].

5. MODEL WYNIKOWY PROCESU EKSPLOATACJI

W celu weryfikacji założenia, że do matematycznego modelowania procesu eksploatacji transformatorów można wykorzystać jednorodny proces Markowa o skończonej przestrzeni stanów, zrealizowano badania eksploatacyjne w rzeczywistym systemie eksploatacji.

Jednym z celów badań było określenie rozkładów zmiennych losowych T_i , $i = 1, 2, 3$, oznaczających czasy trwania analizowanych stanów

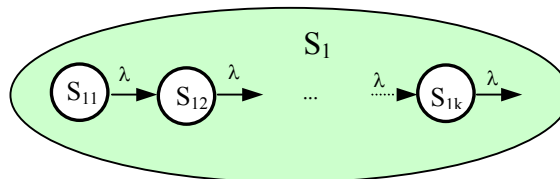
eksploatacyjnych $S_i \in S$ autobusów marek Mann i Volvo. Dla każdego ze stanów S_i ($i=1,2,3$) zweryfikowano hipotezę zerową H_0 , że empiryczny rozkład zmiennej losowej T_i jest zgodny z rozkładem wykładniczym. Do weryfikacji przyjętej hipotezy wykorzystano test zgodności χ^2 (Pearsona). Dla zmiennych losowych T_i , $i=1,2,3$, (Mann) oraz $T_i=2,3$, (Volvo) stwierdzono brak podstaw do odrzucenia weryfikowanej hipotezy (na poziomie istotności $\alpha=0,05$). Dla zmiennej losowej T_1 (oznaczającej czas poprawnej pracy autobusów marki Volvo) odrzucono weryfikowaną hipotezę. Natomiast uzyskano brak podstaw do odrzucenia weryfikowanej hipotezy zgodności empirycznego rozkładu analizowanej zmiennej losowej z rozkładem Erlanga. Wówczas zmienną losową T_1 można przedstawić w postaci [2]:

$$T_1 = T_{11} + T_{12} + \dots + T_{1k}, \quad (2)$$

gdzie:

T_{1i} - niezależne zmienne losowe o rozkładzie wykładniczym z parametrem λ .

Ze stanu S_{1i} ($1 \leq i \leq k-1$) możliwe jest tylko przejście w stan S_{1i+1} . Graficznie interpretację transformacji (dekompozycji) stanu S_1 przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Graf skierowany odwzorowujący transformację stanu S_1

Rozkład Erlanga charakteryzuje się dystrybuantą postaci:

$$F(x) = 1 - e^{-\lambda x} \left\{ 1 + \frac{\lambda x}{1!} + \frac{(\lambda x)^2}{2!} + \dots + \frac{(\lambda x)^{k-1}}{(k-1)!} \right\}, \quad (3)$$

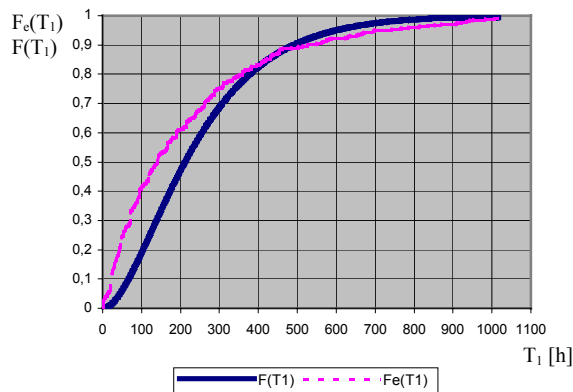
$x \geq 0, \lambda > 0, k \in \mathbb{N}_+$

Jako kryterium optymalnego doboru wartości parametrów λ oraz k przyjęto minimum sumy kwadratów odchylenia wartości dystrybuanty rozkładu Erlanga $F(x)$ od wartości dystrybuanty empirycznej $F_e(x)$:

$$S(\lambda, k) = \sum_{i=1}^m [F(x_i) - F_e(x_i)]^2. \quad (4)$$

W celu estymacji wartości parametrów k oraz λ opracowano algorytm obliczeniowy.

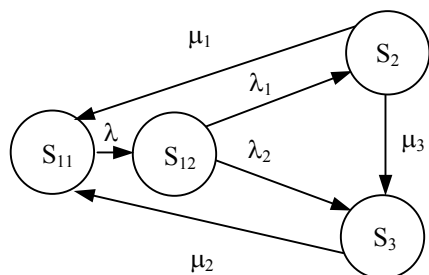
Zmiany wartości dystrybuanty empirycznej $F_e(T_1)$ zmiennej losowej T_1 (czas trwania stanu S_1 autobusów marki Volvo) oraz teoretycznej $F(T_1)$ (dla wyestymowanych wartości parametrów, $k = 2$, $\lambda = 0,0079$) przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5. Zmiany wartości dystrybuanty teoretycznej $F(T_1)$ oraz empirycznej $F_e(T_1)$

W ten sposób, kosztem rozszerzenia przestrzeni stanów, dokonano transformacji procesu $\{X(t), t \geq 0\}$ o przestrzeni stanów S do procesu $\{Y(t), t \geq 0\}$ o przestrzeni stanów ST , dla którego rozkłady czasów trwania stanów są rozkładami wykładniczymi. Proces $\{Y(t), t \geq 0\}$ jest modelem procesu eksploatacji autobusów marki Volvo realizowanym w obiekcie badań.

Graf skierowany odwzorowania procesu eksploatacji realizowanego w obiekcie badań uwzględniający transformację stanu S_1 przedstawiono na rys.6.



Rys. 6. Graf skierowany odwzorowania procesu eksploatacji autobusów marki Volvo

6. DIAGNOZOWANIE PRZYDATNOŚCI OBIEKTÓW TECHNICZNYCH DO UŻYTKOWANIA W SYSTEMIE EKSPLOATACJI

W systemie eksploatacji autobusów komunikacji miejskiej eksploatowane są różnorodne autobusy. W przypadku konieczności zakupu pojazdu istotnym problemem dla decydentów systemu jest racjonalny wybór jego typu. W niniejszym artykule jako kryterium zakupu określonego rodzaju obiektu technicznego, przyjęto wskaźnik wykorzystania potencjału użytkowego, który opisano zależnością:

$$W_u(t_a) = \frac{\int_0^{t_a} P_1(t) dt}{t_a}, \quad (5)$$

gdzie:

- t_a – czas analizy,
- $P_1(t)$ – prawdopodobieństwo przebywania autobusu w stanie pracy.

Ponieważ wartość tego wskaźnika zależy od wartości parametrów opisujących model (procesu eksploatacji autobusu danego typu) może stanowić on sygnał diagnostyczny dla decydentów systemu odnośnie przydatności danego rodzaju obiektu do eksploatacji w istniejących warunkach działania systemu.

W celu ilustracji rozważań wyznaczono wartości wskaźnika $W_u(t_a)$ dla dwóch wybranych marek autobusów. Dane dotyczące wartości oczekiwanej $E(T_1)$ czasu poprawnej pracy analizowanych obiektów technicznych zestawiono w tabeli 4.

Tabela 4.

Wartości oczekiwane czasu poprawnej pracy autobusów analizowanych marek oraz wyznaczona wartość parametru k

Marka autobusu	Volvo	Mann
wartość $E(T_1)$ [h]	242,50	295,06
k	2	1

Pozostałe podstawowe dane opisujące model procesu eksploatacji autobusów wybranych marek podano w tabeli 5 i tabeli 6. Na rysunku 7 przedstawiono zależność prawdopodobieństwa P_1 od czasu t , dla obu rozważanych marek, natomiast w tabeli 7 przedstawiono wartości wskaźnika wykorzystania potencjału użytkowego dla przyjętych wariantów obliczeń oraz czasu analizy $t_a=100$ godzin.

Tabela 5.

Dane wejściowe do obliczeń autobusu marki Mann

λ_1	λ_2	μ_1	μ_2	μ_3
0,0017	0,0016	0,6216	0,5848	0,2793

Tabela 6.

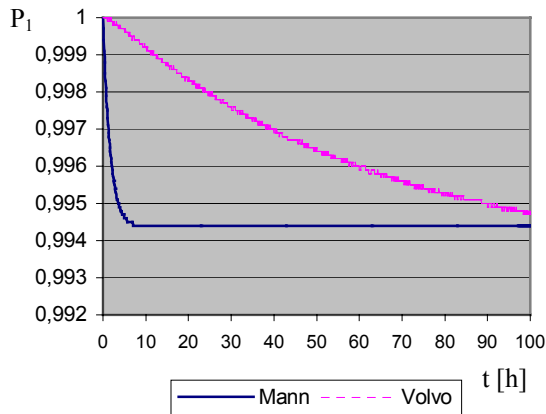
Dane wejściowe do obliczeń autobusu marki Volvo

λ	λ_1	λ_2	μ_1	μ_2	μ_3
0,0079	0,0042	0,0036	0,5575	0,5988	0,3274

Tabela 7.

Wartości wskaźnika W_u dla poszczególnych wariantów obliczeń

WARIANT	Mann	Volvo
W_u	0,9912	0,9961



Rys. 7. Zależność prawdopodobieństwa P_1 od czasu t dla przyjętych wariantów obliczeń

Z analizy wartości badanego wskaźnika wynika, że dla przyjętego kryterium korzystniejszy byłoby zakup autobusu marki Volvo.

7. PODSUMOWANIE

Przedstawiony model procesu eksploatacji autobusów komunikacji miejskiej charakteryzuje się znacznym uproszczeniem. Jednak przedstawiony sposób budowy tego typu modelu i jego analizy wskazuje na możliwość jego wykorzystania do wstępnego diagnozowania przydatności obiektów technicznych do użytkowania w konkretnym systemie eksploatacji.

Do analizy problematyki poruszonej w pracy, najczęściej (w literaturze przedmiotu) wykorzystuje się prawdopodobieństwa graniczne $p_i^* = \lim_{t \rightarrow \infty} p_i(t)$, $i = 1, 2, \dots$. Ocena wartości prawdopodobieństw granicznych p_i^* nie pozwala jednak na rozwiązanie omawianego problemu ze względu na sposób wyznaczania w pracy analizowanego wskaźnika wykorzystania potencjału użytkowego.

W dalszych badaniach omawianego problemu należałoby uwzględnić dodatkowo kryterium ekonomiczne.

LITERATURA

- [1] Bobrowski D.: Modele i metody matematyczne teorii niezawodności w przykładach i zadaniach. WNT, Warszawa 1985.
- [2] Buslenko N., Kałasznikow W., Kowalenko I.: Teoria systemów złożonych. PWN, Warszawa 1979.
- [3] Knopik L., Landowski B., Perczyński D., Prognozowanie stanu systemu eksploatacji transformatorów rozdzielczych na podstawie badań modelowych. Zagadnienia eksploatacji maszyn nr 4 (132), vol. 37, PAN, Radom 2002, ss. 163-175.
- [4] Sołowiew A.D.: Analityczne metody w teorii niezawodności. WNT, Warszawa 1983.



Prof. dr hab. inż. Maciej WOROPAY jest kierownikiem Katedry Eksploatacji Maszyn Wydziału Mechanicznego Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. W pracy naukowej zajmuje się problemami dotyczącymi teorii systemów, teorii niezawodności i bezpieczeństwa oraz sterowania procesami eksploatacji w złożonych systemach biotechnicznych, a w szczególności sterowaniem tymi procesami w systemach transportu miejskiego. Jest autorem i współautorem ponad 100 prac naukowych opublikowanych w kraju i za granicą, autorem podręczników i skryptów akademickich, promotorem ponad 150 prac magisterskich i inżynierskich oraz prac doktorskich.



Dr inż. Bogdan LANDOWSKI jest kierownikiem Zakładu Eksploatacji Systemów Technicznych w Katedrze Eksploatacji Maszyn Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. W pracy naukowej zajmuje się problemami dotyczącymi modelowania procesów i systemów eksploatacji oraz sterowania procesami realizowanymi w złożonych systemach eksploatacji. Prowadzi badania dotyczące zagadnień efektywności działania systemów eksploatacji środków transportu miejskiego i realizuje badania eksploatacyjne w tych systemach. Wyniki swoich prac publikuje w kraju i za granicą. Jest współautorem kilku książek. A ponadto jest autorem i współautorem ponad 30 prac naukowych opublikowanych w kraju i za granicą, promotorem prac magisterskich i inżynierskich.



Dr inż. Daniel PERCZYŃSKI pracuje w Pracowni Eksploatacji Sieci i Urządzeń Elektroenergetycznych Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. W pracy naukowej zajmuje się problemami dotyczącymi analizy możliwości obniżenia strat energii elektrycznej w sieciach elektroenergetycznych oraz sterowaniem procesami realizowanymi w złożonych systemach technicznych. Jest autorem i współautorem ponad 20 artykułów opublikowanych na konferencjach krajowych oraz międzynarodowych.

PROGNOZOWANIE STANU SYSTEMU NA PODSTAWIE BADAŃ MODELU PROCESU EKSPLOATACJI

Bogdan LANDOWSKI, Maciej WOROPAY, Daniel PERCZYŃSKI

Katedra Eksploatacji Maszyn
Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy
ul. Kaliskiego 7, email: lbogdan@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

Referat dotyczy wybranych zagadnień związanych z modelowaniem, prognozowaniem i sterowaniem procesem eksploatacji pewnej klasy obiektów technicznych realizowanym w złożonym systemie eksploatacji. Wspomaganie decydenta w procesie podejmowania decyzji dotyczących analizowanego systemu eksploatacji polega na prognozowaniu zachowania się systemu eksploatacji oraz ocenie wpływu wybranych wariantów decyzyjnych na przebieg procesu eksploatacji. Celem opracowania jest przedstawienie możliwości wykorzystania markowskiego modelu procesu eksploatacji obiektów technicznych do wstępnego prognozowania stanu systemu eksploatacji po zmianie wartości parametrów wejściowych modelu. Zmiana wartości parametrów wejściowych modelu może symulować oddziaływanie czynników wewnętrznych i zewnętrznych na zachowanie się systemu.

Słowa kluczowe: model Markowa, proces eksploatacji, prognozowanie, komunikacja miejska

THE STATE CONDITION PROGNOSIS BASED ON THE INVESTIGATION OF THE MAINTENANCE PROCESS MODEL

Summary

The paper presents the selected issues related to modelling, forecasting and controlling the maintenance process of a technical object class being realised in a complex maintenance system. Assisting the decision-maker in the decision-making process regarding the analysed maintenance system is based on forecasting the maintenance system behaviour and on estimation of the selected decision-making variant on the maintenance process course. The purpose of the paper is to present the possibility to use Markov technical object maintenance process model for preliminary forecasting the maintenance system state upon change of the model input parameter values. The change of the model input parameter values may simulate impact of the internal and external factors on the system behaviours.

Keywords: Markov's model, maintenance process, forecasting, urban public transport

1. WPROWADZENIE

Proces eksploatacji autobusów komunikacji miejskiej charakteryzuje się cyklicznie zmieniającymi się fazami eksploatacji. Dla decydentów systemu, w którym realizowany jest taki proces istotne jest posiadanie narzędzi (o różnym stopniu złożoności) umożliwiających analizę i prognozowanie stanu systemu oraz ułatwiających podejmowanie decyzji dotyczących sterowania realizowanym procesem.

W artykule przedstawiono rozważania dotyczące wybranych problemów związanych z modelowaniem, analizą i prognozowaniem stanu systemu dla pewnej klasy złożonych systemów socjotechnicznych, w których realizowany jest proces eksploatacji obiektów technicznych

charakteryzujący się cyklicznie zmieniającymi się fazami eksploatacji.

Istotny wpływ na racjonalność sterowania takimi systemami ma aktualność i wiarygodność uzyskiwanych informacji eksploatacyjnych oraz trafność prognoz dotyczących zachowania się systemu i przebiegu procesu eksploatacji przy zmianach wymuszeń sterujących.

Analizowanym systemem jest system eksploatacji autobusów komunikacji miejskiej.

Główną przyczyną wyodrębnienia problematyki transportu miejskiego i wchodzącej w jego zakres autobusowej komunikacji miejskiej jest ich specyfika eksploatacyjno-ekonomiczna uwarunkowana charakterem pasażerskich potrzeb transportowych i sposobem w jaki są one zaspokajane.

Elementami wspomagającymi decydena w procesie podejmowanie decyzji dotyczących sterowania procesami eksploatacji i systemem, w którym są one realizowane mogą być wyniki badań modeli procesu eksploatacji i komputerowe programy do symulacji przebiegu tego procesu. Oczywiście w trakcie analiz należy uwzględnić również kryterium ekonomiczne, które w niniejszym opracowaniu nie było celem rozważań.

Model procesu eksploatacji został zbudowany na podstawie analizy przestrzeni stanów eksploatacyjnych oraz zdarzeń eksploatacyjnych dotyczących autobusów eksploatowanych w rzeczywistym systemie komunikacji miejskiej. Model opisano w kategorii stanów eksploatacyjnych. Działanie modelu opisuje proces stochastyczny $\{X(t) : t \in R_+\}$ o skończonym zbiorze stanów S . Jako matematyczny model procesu zmian stanów eksploatacyjnych obiektów technicznych wykorzystano jednorodny proces Markowa.

W pracy przedstawiono założenia do budowy modelu procesu realizowanego w obiekcie badań oraz sposób analizy modelu i prognozowania stanu systemu. Całość rozważań zilustrowano na przykładzie uproszczonego (dla celów pracy i ilustracji prezentowanego zagadnienia) czterostanowego modelu procesu eksploatacji.

Wspomaganie decydena w procesie prognozowania stanu analizowanego systemu eksploatacji i podejmowania decyzji dotyczących sterowania tym systemem polega na prognozowaniu wpływu wybranych wariantów decyzyjnych na przebieg i efektywność procesu eksploatacji. Realizowane to może być poprzez analizę wyników badań modelu procesu eksploatacji dla oszacowanych wartości parametrów modelu (odpowiadających analizowanym wariantom decyzyjnym) i wyznaczeniu każdorazowo wybranych miar efektywności technicznej realizowanego procesu.

2. OBIEKT BADAŃ

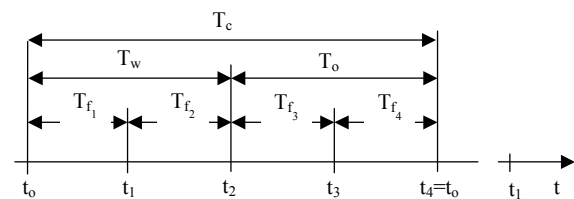
Obiektem badań jest system eksploatacji autobusów komunikacji miejskiej w wybranej aglomeracji miejskiej, natomiast przedmiotem badań jest wyznaczony zbiór stanów eksploatacyjnych środków transportu i procesów ich eksploatacji, a także relacje zachodzące pomiędzy ww. elementami i pomiędzy nimi, a efektywnością procesu eksploatacji.

Przewóz pasażerów środkami komunikacji autobusowej realizowany jest w wyznaczonym zakresie ilościowym i terytorialnym (określonym harmonogramem realizacji zadań przewozowych).

W czasie eksploatacji autobusów występują różne zdarzenia, których skutki wpływają na procesy użytkowania i obsługi autobusów, a także na ich stan techniczny oraz efekt ekonomiczny działania systemu w którym są użytkowane. Autobusy komunikacji miejskiej w procesie

eksploatacji mogą znajdować się w różnych stanach eksploatacyjnych tworzących przestrzeń stanów S . W pracy stany eksploatacyjne autobusu charakteryzowane są rozkładami czasów ich trwania.

System komunikacji autobusowej realizuje zadania w kolejno następujących po sobie fazach eksploatacji tworzących cykl roboczy (rys. 1). Wyróżniono następujące fazy eksploatacji tworzące cykl roboczy: f_1 – faza uaktywniania elementów, f_2 – faza realizacji zadań, f_3 – faza obsługi (po realizacji dziennych zadań przewozowych), f_4 – faza oczekiwania na włączenie do użytkowania (tzw. postój organizacyjny).



Rys. 1. Cykl roboczy

T_w – czas przebywania obiektu technicznego w podsystemie wykonawczym (procesowym),
 T_o – czas przebywania obiektu technicznego w podsystemie obsługi (stacji obsługi lub placu postojowym),
 T_c – czas trwania jednego cyklu

W fazie realizacji zadań f_1 poszczególne podsystemy elementarne typu <C-OT> (kierowca-autobus) realizują przydzielone im zadania przewozowe. Ze względu na możliwość wystąpienia uszkodzenia autobusu lub stanu niezdatności kierowcy czas realizacji zadań przewozowych przez poszczególne podsystemy elementarne ma charakter losowy.

W badanym systemie eksploatacji uszkodzony autobus kierowany jest do podsystemu zapewniania zdatności, gdzie podlega procesom odnowy (obsługi).

Po zakończeniu procesów obsługi zdatny zadaniowo pojazd kierowany jest do realizacji zadań lub na tzw. plac postojowy (jeżeli bezpośrednio po zakończeniu obsługi pojazd nie może podjąć zadania ze względu na realizowany w systemie harmonogram zadań przewozowych). Czas trwania obsługi pojazdu (przebywania pojazdu w systemie zapewniania zdatności) ma charakter losowy.

W celu przywrócenia, w możliwie krótkim czasie, stanu zdatności pojazdowi, które uszkodziły się w trakcie realizacji wykorzystuje się jednostki, tzw. pogotowia technicznego. Zakres usług (napraw) realizowany przez operatorów jednostek pogotowia technicznego jest ograniczony istniejącym wyposażeniem technicznym tych jednostek oraz koniecznością wykonywania obsługi poza terenem stacji obsługi. Czas przywracania stanu zdatności (przez operatorów jednostek

pogotowia technicznego) ma również charakter losowy.

Pojazd, któremu w wyniku działań operatorów jednostek pogotowia technicznego przywrócono stan zdatności kierowany jest do realizacji zadania przewozowego (podejmuje przerwana realizację zadania).

Istotnym, w aspekcie zapewnienia ciągłości realizacji zadań przewozowych oraz osiągniętej przez system efektywności technicznej i ekonomicznej, jest aby w czasie trwania fazy f_1 cyklu roboczego możliwie duża liczba pojazdów znajdowała się w stanie zdatności zadaniowej i realizowała zadania przewozowe. Wpływ na to mają takie czynniki jak: cechy eksploatowanych pojazdów, rodzaj wyposażenia i ilość stanowisk obsługowych stacji obsługi oraz jednostek pogotowia technicznego, wyposażenie jednostek pogotowia technicznego w aparaturę diagnostyczną, charakter realizowanych zadań przewozowych, sposób i zakres realizacji procesów obsługowych i inne.

Istnieje więc możliwość wpływania na zdolność systemu do realizacji podjętych zadań przewozowych. Pojawia się więc konieczność dokonywania oceny (prognozowani) wpływu podejmowanych w systemie działań na przebieg procesu eksploatacji i zachowanie się systemu.

W związku z powyższym w dalszej części opracowania przedstawiony zostanie sposób budowy modelu procesu eksploatacji, którego badanie umożliwi prognozowanie wpływu wybranych wariantów decyzyjnych na przebieg i efektywność analizowanego procesu.

3. ZAŁOŻENIA MODELU PROCESU EKSPLOATACJI

Założenia do modelu procesu eksploatacji opracowano na podstawie identyfikacji obiektu badań i zrealizowanych badań eksploatacyjnych oraz analizy przestrzeni stanów eksploatacyjnych i zdarzeń eksploatacyjnych dotyczących autobusów eksploatowanych w obiekcie badań. Model opisano w kategorii stanów eksploatacyjnych i prawdopodobieństwach zmian tych stanów.

W pracy przyjęto założenie, że w zbiorze obiektów technicznych eksploatowanych w systemie eksploatacji można wyróżnić m rozłącznych podzbiorów obiektów jednorodnych z punktu widzenia celu badań (jednakowe cechy obiektów w aspekcie realizowanych procesów użytkowania i obsługi). Tak utworzone podzbiory obiektów technicznych nazwano kategoriami. W praktyce o przynależności danego pojazdu do określonej kategorii decydują takie kryteria jak: typ obiektu (marka, typ i odmiana autobusu), potencjał użytkowy obiektu (data wprowadzenia pojazdu do eksploatacji, wartość miary dotychczas zrealizowanych zadań przewozowych, itd.) i inne. Dalsze rozważania dotyczą jednej kategorii obiektów technicznych.

W wyniku identyfikacji obiektu badań można wyróżnić n , istotnych w aspekcie celu pracy, stanów eksploatacyjnych autobusów. Stany eksploatacyjne charakteryzowane są rozkładami czasów ich trwania. Matematycznym modelem procesu eksploatacji autobusów jest proces stochastyczny $\{X(t), t \geq 0\}$. Analizowany proces stochastyczny $\{X(t), t \geq 0\}$ ma skończoną przestrzeń fazową S , $S = \{S_1, S_2, \dots, S_n\}$. Przyjęto założenie, że działanie modelu opisuje jednorodny proces Markowa $\{X(t) : t \in R_+\}$ o skończonym zbiorze stanów S . Stany analizowanego procesu stochastycznego odpowiadają wyróżnionym stanom eksploatacyjnym autobusu.

Każdy z eksploatowanych obiektów technicznych może, w danej chwili czasu t , znajdować się tylko w jednym z wyróżnionych stanów. Przebywanie obiektów w poszczególnych stanach powoduje generowanie przychodów lub/i nakładów związanych z działaniem systemu.

Realizacja procesu to sekwencja następujących po sobie wyróżnionych stanów. Kolejność następstw stanów, czasy trwania poszczególnych stanów i częstości ich występowania zależne są przede wszystkim od indywidualnych cech poszczególnych obiektów technicznych, cech procesów jakim te obiekty podlegają oraz od cech i struktury podsystemów współdziałających w realizacji procesu eksploatacji.

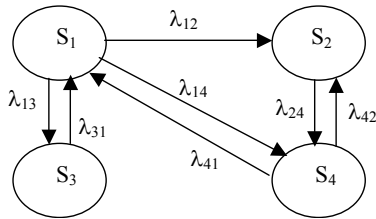
Dla celów niniejszego opracowania wyróżniono następujące stany eksploatacyjne autobusu istotne dla analizy efektywności działania badanego systemu i prognozowania stanu systemu po zmianie oddziaływań sterujących:

- S_1 - stan użytkowania - stan, w którym autobus wraz z operatorem realizują przydzielone im zadania przewozowe;
- S_2 - stan obsługiwanego realizowanego w otoczeniu systemu eksploatacji - stan, w którym autobus podlega procesom obsługiwanego korekcyjnego realizowanym przez jednostki tzw. pogotowia technicznego z powodu wystąpienia uszkodzenia pojazdu w trakcie realizacji zadań przewozowych;
- S_3 - stan obsługiwanego w podsystemie zapewniania zdatności, który występuje wówczas, gdy np. nastąpiło uszkodzenie niemożliwe do usunięcia poza stacją obsługi przez jednostki pogotowia technicznego;
- S_4 - stan oczekiwania na realizację zadań przewozowych.

Na podstawie identyfikacji rzeczywistego systemu eksploatacji autobusów komunikacji miejskiej wyznaczono możliwe przejścia między wyróżnionymi stanami eksploatacyjnymi autobusu, co zilustrowano na rys. 2.

Dla wyróżnionych stanów eksploatacyjnych macierz intensywności zmian stanów procesu

$\{X_t, t \in T\}$ oszacowano na podstawie badań zrealizowanych w rzeczywistym systemie eksploatacji autobusów komunikacji miejskiej.



Rys. 2. Graf skierowany stanów eksploatacyjnych

Przez $P_i(t) = P\{X(t)=S_i\}$ oznaczono prawdopodobieństwo, że w chwili t proces $X(t)$ znajduje się w stanie $S_i \in S$. Założono, że stanem początkowym procesu $X(t)$ jest stan S_1 , tzn., że rozkład początkowy analizowanego procesu ma postać:

$$P\{X(0)=S_1\}=1, \quad (1)$$

$$P\{X(0)=S_i\}=0 \quad \text{dla } i \neq 1, S_i \in S. \quad (2)$$

Oznacza to przyjęcie założenia, że w chwili rozpoczynającej fazę realizacji zadań f_2 wszystkie pojazdy znajdują się w stanie zdatności zadaniowej i wszystkie podsystemy elementarne w fazie uaktywniania elementów podsystemu procesowego f_1 udało się uaktywnić.

Intensywności λ_{ij} , $i, j = 1, 2, 3, 4$ zmian stanów procesu $\{X_t, t \in T\}$ ze stanu $S_i \in S$ na stan $S_j \in S$ ujęto w tzw. macierzy intensywności przejść Λ :

$$\Lambda = \begin{pmatrix} -\lambda_{11} & \lambda_{12} & \lambda_{13} & \lambda_{14} \\ 0 & -\lambda_{22} & 0 & \lambda_{24} \\ \lambda_{31} & 0 & -\lambda_{33} & 0 \\ \lambda_{41} & \lambda_{42} & 0 & -\lambda_{44} \end{pmatrix}. \quad (3)$$

W celu uproszczenia zapisu wprowadzono oznaczenia:

$$\lambda_{11} = \lambda_{12} + \lambda_{13} + \lambda_{14}, \quad (4)$$

$$\lambda_{22} = \lambda_{24}, \quad (5)$$

$$\lambda_{33} = \lambda_{31}, \quad (6)$$

$$\lambda_{44} = \lambda_{41} + \lambda_{42}, \quad (7)$$

Wykorzystując układ równań różniczkowych A. N. Kołmogorowa [2, 3, 8] można wyznaczyć prawdopodobieństwa $P_i(t)$ przebywania procesu Markowa $\{X(t), t \geq 0\}$ w analizowanych stanach S_i w chwili t , tzn. $P_i(t) = P\{X(t) = S_i\}$.

Macierz intensywności przejść Λ pozwala na zbudowanie układu równań różniczkowych postaci:

$$\begin{aligned} P_1'(t) &= -\lambda_{11}P_1(t) + \lambda_{31}P_3(t) + \lambda_{41}P_4(t) \\ P_2'(t) &= \lambda_{12}P_1(t) - \lambda_{22}P_2(t) + \lambda_{24}P_4(t) \\ P_3'(t) &= \lambda_{13}P_1(t) - \lambda_{33}P_3(t) \\ P_4'(t) &= \lambda_{14}P_1(t) + \lambda_{24}P_2(t) - \lambda_{44}P_4(t) \end{aligned} \quad (8)$$

Aby układ równań (8) miał jednoznaczne rozwiązanie, należy przyjąć warunki początkowe określone zależnościami (1) i (2).

Dla analizowanego procesu $\{X(t), t \geq 0\}$ istnieje stacjonarny rozkład procesu który nie zależy od rozkładu początkowego procesu:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} P_i(t) = p_i^*. \quad (9)$$

Stacjonarne prawdopodobieństwa p_i^* spełniają układ równań [8]:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n p_i^* \lambda_{ij} = 0, & \text{dla } j = 1, 2, 3, \dots, n \\ \sum_{i=1}^n p_i^* = 1 \end{cases} \quad (10)$$

Na podstawie wyznaczonej macierzy Λ i warunku normalizującego układ równań (10) można zapisać w postaci:

$$\begin{cases} -\lambda_{11}p_1^* + \lambda_{31}p_3^* + \lambda_{41}p_4^* = 0 \\ \lambda_{12}p_1^* - \lambda_{22}p_2^* + \lambda_{24}p_4^* = 0 \\ \lambda_{13}p_1^* - \lambda_{33}p_3^* = 0 \\ p_1^* + p_2^* + p_3^* + p_4^* = 1 \end{cases} \quad (11)$$

Rozwiązanie układu równań (11) przyjmie postać:

$$\begin{aligned} p_1^* &= \frac{1}{b} \\ p_2^* &= \frac{a}{b} \\ p_3^* &= \frac{\lambda_{13}}{\lambda_{31}b}, \\ p_4^* &= \frac{\lambda_{12} + \lambda_{14}}{\lambda_{41}b} \end{aligned}, \quad (12)$$

gdzie:

$$a = \frac{\lambda_{12} + \lambda_{42} \left(\frac{\lambda_{12} + \lambda_{14}}{\lambda_{41}} \right)}{\lambda_{24}}, \quad (13)$$

$$b = 1 + a = \frac{\lambda_{13}}{\lambda_{31}} + \frac{\lambda_{12} + \lambda_{14}}{\lambda_{41}}. \quad (14)$$

W przypadku, gdy rozkłady czasów trwania stanów S_i , $i = 1, 2, \dots, n$ procesu $\{X(t), t \geq 0\}$ nie są rozkładami wykładniczymi można dokonać transformacji tego procesu do procesu $\{Y(t), t \geq 0\}$

o skończonej przestrzeni stanów $U = \{U_1, U_2, \dots, U_k\}$, $k > n$ dla którego rozkłady czasów trwania stanów będą rozkładami wykładniczymi.

4. PROGNOZOWANIE STANU SYSTEMU

Wspomaganie decydenta w procesie podejmowania decyzji dotyczących analizowanego systemu eksploatacji polega na prognozowaniu zachowania się systemu eksploatacji oraz ocenie wpływu wybranych wariantów decyzyjnych na przebieg procesu eksploatacji. Realizowane to może być poprzez analizę wyników badań modelu procesu eksploatacji dla oszacowanych wartości parametrów modelu (odpowiadających analizowanemu wariantom decyzyjnym). Zmiana wartości parametrów wejściowych modelu może symulować oddziaływanie czynników wewnętrznych i zewnętrznych na zachowanie się systemu.

Dla przykładu można prognozować wpływ zmiany wykorzystywanego rodzaju jednostki pogotowia technicznego (w analizowanym systemie eksploatacji używane są jednostki pogotowia technicznego różniące się typem i wyposażeniem technicznym decydującym o zakresie realizowanych napraw oraz czasie trwania obsługi) na przebieg procesu i zachowanie się systemu. Innym przykładem może być próba dokonania oceny wpływu rodzaju zadania przewozowego (w systemach komunikacji miejskiej określonego rodzajem tzw. trasy komunikacyjnej) na przebieg analizowanego procesu. Warunki realizacji zadania przewozowego wpływają m.in. na: rodzaj i częstość występowania uszkodzeń, koszty związane z realizacją zadania, zużycie paliwa, itd. (w związku ze stanem dróg, liczbą pasażerów, długością trasy, liczbą miejsc przystankowych itp.).

5. PRZYKŁAD OBLICZENIOWY

W celu ilustracji rozważań wykonano hipotetyczny, uproszczony przykład obliczeniowy. Poddano symulacji skutki zdarzenia polegającego na zmianie wyposażenia technicznego (na nowocześniejsze) stanowisk obsługowych oraz jednostek pogotowia technicznego. W wyniku takiej zmiany nastąpiło skrócenie czasu trwania procesów przywracania zdadności pojazdu. Zmiana wartości oczekiwanej zmiennej losowej oznaczającej czas trwania obsługi (zarówno na stanowiskach w stacji obsługi jak i przez jednostki pogotowia technicznego) może być również wynikiem oddziaływania innych czynników, np. zmiany organizacji i warunków realizacji procesów obsługi, zwiększenie liczby operatorów jednostek pogotowia technicznego, itd.

Wykonano dwa warianty obliczeń. Obliczenia wykonane dla wartości parametrów modelu odpowiadające stanowi poprzedzającemu skutki symulowanego zdarzenia oznaczono przez „sym A”,

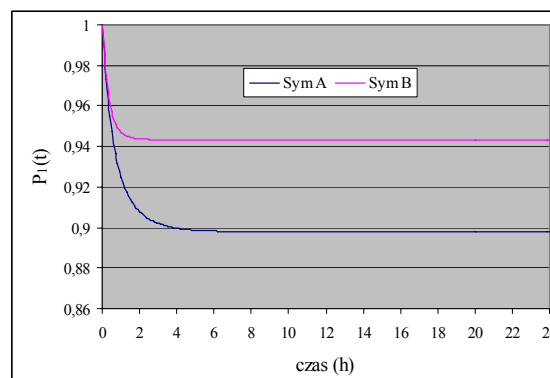
natomiast wariant obliczeń symulujący ww. zdarzenie oznaczono jako „sym B”.

Tabela 1.

Podstawowe dane wejściowe wykorzystane do realizacji obliczeń

	λ_{12}	λ_{13}	λ_{14}	λ_{24}	λ_{31}	λ_{41}	λ_{42}
Sym A	0,0587	0,0518	0,0512	2,6316	0,8065	4,7619	0,4525
Sym B	0,0587	0,0518	0,0512	3,5714	2,0833	6,2500	0,2375

Podstawowe dane wykorzystane do obliczeń zestawiono w tab. 1, natomiast na rys. 3 przedstawiono wybrane wyniki badań modelu. W tab. 2 przedstawiono wyniki obliczeń prawdopodobieństw granicznych dla poszczególnych wariantów obliczeń (wyznaczonych na podstawie zależności (12)). Obliczenia wykonano za pomocą opracowanych komputerowych programów obliczeniowych.



Rys. 3. Zależność prawdopodobieństwa P_i od czasu t dla poszczególnych wariantów obliczeń

Analiza zmian wartości prawdopodobieństw $P_i(t)$, dla obu wariantów obliczeń wykazuje, że prawdopodobieństwa te ustalają się po pewnym czasie i osiągają wartość odpowiadającą wartości prawdopodobieństwa granicznych p_i^* .

Tabela 2.

Wyniki obliczeń wartości prawdopodobieństw stacjonarnych

	p_1^*	p_2^*	p_3^*	p_4^*	Suma
Sym A	0,8979	0,0236	0,0577	0,0208	1
Sym B	0,9432	0,0166	0,0235	0,0167	1

Wyniki zrealizowanych badań modelowych potwierdzają oczekiwane reakcje modelu na zmiany wartości ich parametrów. Świadczy to o poprawności wykonanych obliczeń i przydatności modelu do dokonywania wstępnych prognoz stanu analizowanego systemu po zmianie poziomów oddziaływań badanych czynników na system.

6. PODSUMOWANIE

Celem opracowania było przedstawienie możliwości wykorzystania markowskiego modelu procesu eksploatacji obiektów technicznych do wstępnego prognozowania stanu systemu eksploatacji po zmianie wymuszeń sterujących (wartości parametrów wejściowych modelu). Zmiana wartości parametrów wejściowych modelu symuluje oddziaływanie czynników wewnętrznych i zewnętrznych na zachowanie się systemu.

Rozważany model procesu eksploatacji autobusów komunikacji miejskiej charakteryzuje się znacznym uproszczeniem. Jednak przedstawiony sposób budowy tego typu modeli i ich analizy wskazują na możliwości ich wykorzystania do wstępnego prognozowania stanu systemu.

Analiza wyników badań modelu procesu eksploatacji, przeprowadzona dla parametrów wejściowych modelu oszacowanych z rzeczywistych danych eksploatacyjnych, umożliwia ocenę efektów współdziałania procesów podstawowych (użytkowych) i pomocniczych (obsługowych) oraz wspomaga decydenta w procesie podejmowania decyzji dotyczących sterowania procesem eksploatacji i systemem w którym jest on realizowany.

Wydaje się, że analiza wyników badań modelu dla różnych wartości parametrów modelu (wariantów decyzyjnych) oszacowanych na podstawie wyników badań eksploatacyjnych może stanowić podstawę do oddziaływania na rzeczywisty system eksploatacji w celu racjonalizacji realizowanego w nim procesu eksploatacji (po rozbudowaniu modelu w taki sposób aby zwiększyć jego adekwatność do rzeczywistego systemu, np. poprzez zwiększenie liczby analizowanych stanów eksploatacyjnych pojazdów).

Analiza wyników zrealizowanych badań modelu wskazuje, że model jest wrażliwy na zmianę wartości jego parametrów wejściowych.

Założona parametryczność modelu pozwala na łatwe dostosowanie modelu do ewentualnych zmian zachodzących w rzeczywistym systemie eksploatacji.

W dalszych badaniach, w celu wykorzystania opracowanej metody budowy modelu i sposobu prognozowania zachowania się systemu do racjonalizacji działań podejmowanych w rzeczywistym systemie eksploatacji, należałoby uwzględnić dodatkowo aspekty ekonomiczne.

W przypadku, gdy na podstawie identyfikacji rzeczywistego procesu eksploatacji można przyjąć założenia wynikające z wykorzystania teorii jednorodnych procesów Markowa (w szczególności brak tzw. działania wtórnego <"pamięci"> procesu) i stała w czasie macierz intensywności zmian stanów) do modelowania analizowanego procesu, a rozkłady czasów trwania stanów S_i , $i = 1, 2, \dots, n$ procesu ($\{X(t), t \geq 0\}$) nie są rozkładami wykładniczymi można dokonać transformacji tego

procesu do procesu $\{Y(t), t \geq 0\}$ o skończonej przestrzeni stanów $U = \{U_1, U_2, \dots, U_k\}$, $k > n$ dla którego rozkłady czasów trwania stanów będą rozkładami wykładniczymi.

Przedstawiona w opracowaniu metoda modelowania i prognozowania procesu eksploatacji ze względu na założony stopień ogólności opisu oraz systemowe ujęcie problemu mogą być wykorzystane do prognozowania i analizy procesu eksploatacji realizowanego w innych niż autobusowa komunikacja miejska systemach eksploatacji.

LITERATURA

- [1] Aranawiczjus B. Sz.: Macierzowa metoda rozwiązania układu równań różniczkowych dla procesu Markowa. Techniczeskaja Kibernetika Nr5, 1976 (85-89).
- [2] Bobrowski D.: Modele i metody matematyczne teorii niezawodności w przykładach i zadaniach. WNT, Warszawa 1985.
- [3] Bobrowski D.: Probabilistyka w zastosowaniach technicznych. WNT, Warszawa 1986.
- [4] Buslenko N., Kałasznikow W., Kowalenko I.: Teoria systemów złożonych. PWN, Warszawa 1979.
- [5] Gantmacher F.R.: Teoria macierzy. Nauka, Moskwa 1967.
- [6] Landowski B.: Model eksploatacji pewnej klasy obiektów technicznych. Zeszyty Naukowe Nr 229. Mechanika 48. Wyd. Uczeln. ATR, Bydgoszcz 2000.
- [7] Mine H., Osaki S.: Markowskije procesy priniatija reszenij. Nauka, Moskwa 1977.
- [8] Sołowiew A.D.: Analityczne metody w teorii niezawodności. WNT, Warszawa 1983.
- [9] Woropay M., Knopik L., Landowski B.: Modelowanie procesów eksploatacji w systemie transportowym. Biblioteka Problemów eksploatacji. ITE, Bydgoszcz - Radom 2001.
- [10] Woropay M., Landowski B.: Analiza symulacyjna procesu eksploatacji w systemie komunikacji miejskiej. Zeszyty Naukowe Nr 212. Mechanika 42. Wyd. Uczeln. ATR, Bydgoszcz 1998.
- [11] Zeigler B.P.: Teoria modelowania i symulacji. PWN, Warszawa 1984.

Informacje o Autorach znajdują się na stronie 100.

IDENTYFIKACJA PĘKNIĘCIA W BELKACH O ZNANYCH WARUNKACH BRZEGOWYCH

Leszek MAJKUT

Akademia Górniczo – Hutnicza, Katedra Mechaniki i Wibroakustyki
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, majkut@agh.edu.pl

Streszczenie

Praca dotyczy problemu identyfikacji parametrów (lokalizacji i głębokości) poprzecznego pęknięcia, w układach, których modelem jest belka prostoliniowa. Jako wielkości wejściowe procesu identyfikacji wybrano częstości giętych drgań własnych i (lub) amplitudy poprzecznych drgań wymuszonych monoharmonicznie. Dla tych wielkości skonstruowany został model odwrotny belki z pęknięciem, pozwalający na wyznaczenie parametrów pęknięcia belki o dowolnych (znanych) warunkach brzegowych. Podany został również algorytm identyfikacji pęknięcia na podstawie modelu odwrotnego.

Słowa kluczowe: drgania, pęknięcie, identyfikacja, modele odwrotne

IDENTIFICATION OF CRACK IN BEAMS WITH WELL-KNOWN BOUNDARY CONDITIONS

Summary

This paper deals with detection of the location and size of a transverse crack in beam like structure. An input quantity for identification a natural frequencies and (or) an amplitude of forced vibrations was chosen. For this quantity the inverse beam model was created. Identification algorithm based on this model was proposed.

Keywords: vibration, crack, identification, inverse models

1. WSTĘP

Układy konstrukcyjne poddane działaniu dynamicznemu mogą ulegać uszkodzeniom. W przypadkach dużych układów strukturalnych (mostów, wież wiertniczych itp.), czy obudowanych wałów maszyn wirujących, typowe metody nieinwazyjne oceny stanu konstrukcji związane np. z wykorzystaniem fal powierzchniowych, efektu Barkhausena, czy oparte na pomiarze zmian strumienia magnetycznego opisane w [4], stają się mało użyteczne. Stało się to powodem poszukiwań wpływu pęknięcia na parametry charakterystyk dynamicznych obiektów. Przeglądowe prace [3] i [7] zawierają razem ponad 450 pozycji literatury dotyczących tego zagadnienia.

Większość cytowanych tam prac dotyczy wpływu pęknięcia o znanych parametrach na częstości drgań własnych, zmiany postaci drgań własnych, czy amplitudę drgań wymuszonych belek. Związane z tym metody identyfikacji polegają na odczytywaniu z tych charakterystyk, tzw. nomogramów głębokości i miejsca pęknięcia. Nomogramy te wyznaczone zostały dla różnych (określonych) warunków brzegowych i można z ich wykorzystaniem określić parametry pęknięcia na podstawie zmierzonych częstości drgań własnych,

o ile warunki brzegowe analizowanej belki odpowiadają belce, dla której został wyznaczony nomogram.

Niniejsza praca dotyczy identyfikacji parametrów pęknięcia (lokalizacja i głębokość) na podstawie pomiarów drgań. Jako wielkości wejściowe procesu identyfikacji wybrane zostały częstości drgań własnych lub amplituda drgań wymuszonych. Wybór tych wielkości wiąże się z łatwym ich pomiarem. Pominięto zaś trudne do zmierzenia postaci drgań własnych.

W celu wyznaczenia parametrów pęknięcia skonstruowany został model odwrotny dla belki o dowolnych, choć znanych warunkach brzegowych. Podobne zagadnienie opisane zostało w pracy [14], tyle tylko, że opisana tam identyfikacja dotyczy jedynie miejsca pęknięcia w belce swobodnie podpartej.

Z modelu odwrotnego korzystają również autorzy pracy [13]. Opisany tam sposób identyfikacji polega, podobnie jak w niniejszej pracy, na wyznaczeniu poszukiwanych parametrów z warunku zerowania się wyznacznika macierzy głównej opisującej warunki brzegowe (mogą być dowolne) skojarzone z rozwiązaniem problemem początkowo – brzegowym. W przypadkach obu prac autorzy korzystają z pewnych własności wyznaczników.

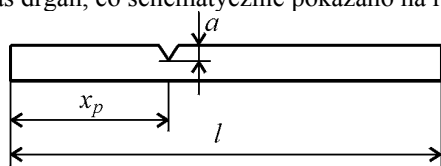
W pracy [13] z możliwości przedstawienia wyznacznika w postaci odpowiedniej sumy innych wyznaczników, w niniejszej, zaś pracy z własności rozwinięcia wyznacznika względem dowolnej kolumny. Opisana przez autora metoda wydaje się być znacznie prostsza ze względu na łatwość algorytmizacji – w pracy podany został algorytm obliczeń służących identyfikacji parametrów pęknięcia.

Obok identyfikacji z wykorzystaniem modelu analitycznego wielu autorów dokonuje również identyfikacji pęknięcia w oparciu o model komputerowy MES [9, 10, 13, 19].

Rozwój metod komputerowych przyczynił się do powstania nowych, lub zastosowania znanych wcześniej metod identyfikacji np. opartych na algorytmach genetycznych [6], transformacie falkowej [17, 18], sieciach neuronowych [11], czy metodach probabilistycznych [1].

2. OPIS PROBLEMU

Rozpatrywany w pracy problem opisany został modelem belki Bernoulli-Eulera, bez uwzględnienia efektu zamykania się szczeliny podczas drgań, co schematycznie pokazano na rys.1



Rys. 1. Model rozpatrywanej belki

Przedmiotem pracy jest poszukiwanie głębokości pęknięcia a i jego położenia x_p belki pokazanej na rys.1. W rozważaniach przyjęto belkę o stałym przekroju poprzecznym $A=b \cdot h$ oraz momencie bezwładności przekroju I . Założono również stałość własności materiałowych na długości belki tzn. modułu Younga E oraz gęstości materiału ρ . Pęknięcie zostało zamodelowane jako sprężyna, której podatność względna θ (podatność względna θ [rad m] jest iloczynem podatności sprężyny c [rad/Nm] i sztywności giętnej belki EI [Nm²]) wiąże ze sobą moment gnący w przekroju o współrzędnej $x = x_p$ oraz kąty obrotu z prawej i lewej strony przekroju, w którym występuje pęknięcie, czyli:

$$y'(x_p^+, t) - y'(x_p^-, t) = c \cdot EI \cdot y''(x_p, t)$$

lub

$$y'(x_p^+, t) - y'(x_p^-, t) = \theta \cdot y''(x_p, t) \quad (1)$$

Taki sposób opisu belki z pęknięciem pochodzi z pracy [16], gdzie z zależności, znanych z mechaniki pęknięcia, wiążących energię potencjalną odkształcenia ze współczynnikiem intensywności naprężeń [15], i po skorzystaniu z twierdzenia Castigliano wyznacza się lokalną podatność θ . Równanie wiążące ze sobą podatność sprężyny i głębokość pęknięcia - a ma postać:

$$\theta = 6 \cdot \pi \cdot h \cdot \gamma^2 \cdot f(\gamma) \quad (2)$$

gdzie: $\gamma = a / h$,

$$f(\gamma) = 0.6384 - 1.035 \cdot \gamma + 3.7201 \cdot \gamma^2 - 5.1773 \cdot \gamma^3 + 7.553 \cdot \gamma^4 - 7.332 \cdot \gamma^5 + 2.4909 \cdot \gamma^6 \quad (3)$$

Równanie drgań własnych belki z pęknięciem w klasie funkcji uogólnionych po rozdzieleniu zmiennych w postaci $y(x, t) = X(x) \cdot T(t)$ można zapisać:

$$X^{(4)} - \lambda^4 X = \theta \cdot X''(x_p) \cdot \delta''(x, x_p) \quad (4)$$

rozwiązaniem równania (4) jest funkcja:

$$X(x) = X_0(x) + \frac{\theta}{2\lambda} X''(x_p) \cdot [\sinh \lambda(x - x_p) + \sin \lambda(x - x_p)] H(x, x_p) \quad (5)$$

gdzie:

- $\delta(x, x_p)$ - funkcja delta Diraca w punkcie $x = x_p$,
- $H(x, x_p)$ - funkcja Heavisida'a (skoku jednostkowego) w punkcie $x = x_p$,
- $\lambda = \omega^2 \rho A / EI$,
- $X_0 = P \cosh \lambda x + Q \sinh \lambda x + R \cos \lambda x + S \sin \lambda x$ jest rozwiązaniem drgań belki jednorodnej.

Pochodną funkcji (5) jest funkcja:

$$X'(x) = X'_0(x) + \frac{\theta}{2} X''(x_p) \cdot [\cosh \lambda(x - x_p) + \cos \lambda(x - x_p)] H(x, x_p) \quad (6)$$

Jak łatwo zauważyć po wyznaczeniu z równania (6) wielkości $X'(x_p^+) = X'_0(x_p) + \theta \cdot X''(x_p)$

i $X'(x_p^-) = X'_0(x_p)$ otrzymuje się zależność (1).

Stałe P, Q, R, S zależą od warunków brzegowych skojarzonych z rozważanym problemem.

3. IDENTYFIKACJA PĘKNIĘCIA NA PODSTAWIE CZĘSTOŚCI DRGAŃ WŁASNYCH

Wyznaczając standardowo częstości drgań własnych, z warunków brzegowych belki otrzymuje się cztery równania algebraiczne do wyznaczenia stałych P, Q, R, S . Otrzymany w ten sposób jednorodny układ równań, ma nietrywialne rozwiązanie tylko w przypadku, gdy wyznacznik macierzy głównej jest równy zero. Z tego warunku wyznacza się wartości własne λ .

Wykorzystując powyżej opisany model belki z pęknięciem można rozwiązać problem odwrotny, czyli wyznaczyć miejsce x_p i głębokość a pęknięcia z wykorzystaniem wyznaczonych dla rzeczywistego obiektu częstości drgań własnych. Dla wyznaczonych częstości należy wyliczyć wielkości λ , po czym wyznaczyć x_p i θ , dla których zeruje się wyznacznik macierzy głównej, (po czym głębokość a liczona jest z zależności (2)). Oczywiście dla każdej częstości otrzymuje się w ten sposób funkcję jednej zmiennej (model odwrotny jest niejednoznaczny), więc do

identyfikacji potrzebne są przynajmniej dwie częstości drgań własnych. Innymi słowy taką samą częstość drgań własnych ma belka z „dużym” pęknięciem w jednym z przekrojów belki, jak i belka z „małym” pęknięciem w innym przekroju. Punkt przecięcia krzywych θ w funkcji x_p dla dwu różnych częstości wyznacza poszukiwane parametry pęknięcia. Sposób postępowania pokazany zostanie na przykładach

3.1. Belka swobodnie podarta

W przypadku belki swobodnie podartej warunki brzegowe mają postać: $X(0) = 0$, $X''(0) = 0$, co prowadzi do wniosku, że $P = R = 0$ co obniża rząd macierzy głównej. Wykorzystane to zostało w pracy [14] gdzie, na podstawie zmiany dwu pierwszych częstości drgań własnych belki z pęknięciem w stosunku do częstości drgań belki bez pęknięcia, identyfikowane jest tylko położenie pęknięcia.

Pozostałe równania opisujące warunki brzegowe $X(l) = 0$ i $X''(l) = 0$ zapisane zostaną w postaci macierzowej:

$$\begin{bmatrix} \sinh \lambda_i l & \sin \lambda_i l & a_{13} \\ \sinh \lambda_i l & -\sin \lambda_i l & a_{23} \\ \sinh \lambda_i x_p & -\sin \lambda_i x_p & -1/\lambda_i^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Q \\ S \\ X''(x_p) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

gdzie:

$$a_{13} = \frac{\theta}{2\lambda_i} \cdot [\sinh \lambda_i (l - x_p) + \sin \lambda_i (l - x_p)]$$

$$a_{23} = \frac{\theta}{2\lambda_i} \cdot [\sinh \lambda_i (l - x_p) - \sin \lambda_i (l - x_p)]$$

$$\lambda_i = \omega_i^2 \rho A / EI$$

$\omega_i = 2 \cdot \pi \cdot f_i$ - jest i-tą wyznaczoną częstością drgań własnych.

f_i - jest i-tą częstotliwością drgań własnych.

Na rysunku 2 i 3 przedstawione zostały krzywe θ w funkcji x_p dla dwu pierwszych częstości drgań własnych belki swobodnie podartej z dwoma różnymi pęknięciami („crack 1” i „crack 2”).

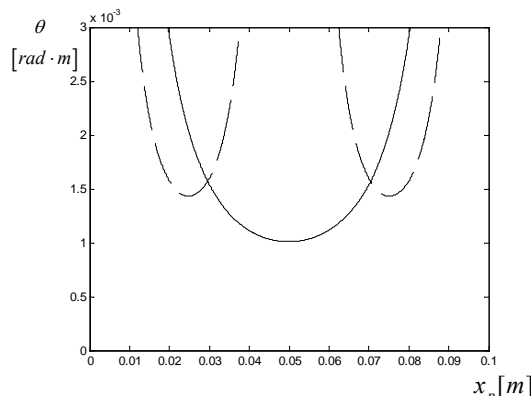
Dane zaczerpnięto z pracy [14] długość belki $l = 0.1$ m, wysokość $h = 0.0016$ m, szerokość $b = h$, $\rho = 7960$ kg/m³ oraz $E = 2.1 \cdot 10^{11}$ Pa.

Wyznaczone częstotliwości (z analizy MES) dla belki z pęknięciem „crack 1” wynoszą $f_1 = 370.31$ Hz i $f_2 = 1475.36$ Hz.

Na rysunku 2 linią ciągłą oznaczono krzywą uzyskaną dla częstotliwości f_1 linią przerywaną dla f_2 . Ze względu na symetrię układu krzywe te przecinają się w dwu punktach o współrzędnych $x_{p1} = 0.0296$ m i $x_{p2} = 0.0704$ m - określenie, po której stronie środka belki znajduje się pęknięcie należy przeprowadzić innymi metodami.

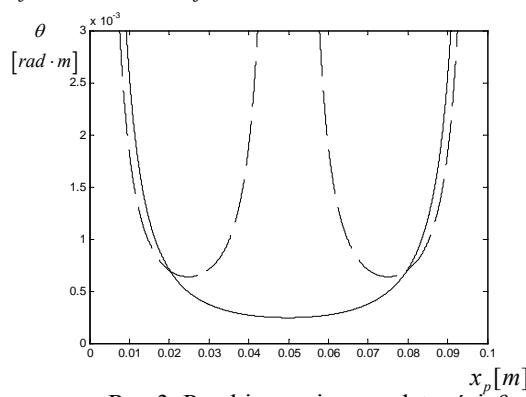
Obu wielkościom x_p odpowiada natomiast ta sama wartość podatności $\theta = 1.5704 \cdot 10^{-3}$ [rad m], która odpowiada głębokości pęknięcia (z równania

(2)) $a = 0.303 \cdot h$. Porównanie wielkości zidentyfikowanych i modelowanych w analizie MES dla przypadków: „crack 1” i „crack 2” zebrano w tab.1



Rys.2. Przebieg zmiany podatności θ w funkcji lokalizacji pęknięcia x_p belki „crack 1”

Dla pęknięcia opisanego jako „crack 2” wyznaczone z analizy MES częstotliwości wynoszą $f_1 = 371.93$ Hz i $f_2 = 1481.52$ Hz



Rys.3. Przebieg zmiany podatności θ w funkcji lokalizacji pęknięcia x_p belki „crack 2”

Na rysunku 3 podobnie jak na rysunku 2 linią ciągłą oznaczono krzywą uzyskaną dla częstotliwości f_1 linią przerywaną dla f_2 . Ze względu na symetrię układu krzywe te przecinają się w dwu punktach o współrzędnych $x_{p1} = 0.0191$ m i $x_{p2} = 0.0809$ m. Obu wielkościom x_p odpowiada natomiast ta sama wartość podatności $\theta = 6.97 \cdot 10^{-4}$, która odpowiada głębokości pęknięcia (z równania (2)) $a = 0.205 \cdot h$.

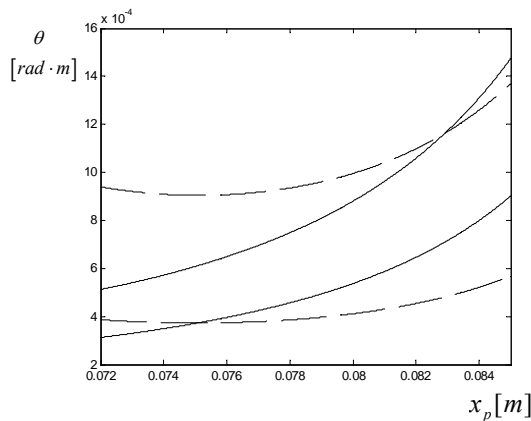
Tabela 1. Wyniki identyfikacji pęknięcia

Crack	model MES [14]	identyfikowane	błąd względn y
„1”	$x_p = 70\text{mm}$	$x_p = 70.4$	0.6 %
	$a = 0.3 h$	$a = 0.303 h$	1.0 %
„2”	$x_p = 80\text{mm}$	$x_p = 80.9$	1.25 %
	$a = 0.2 h$	$a = 0.205 h$	2.5 %

Tak dobre wyniki można uzyskać jedynie w przypadku bardzo dokładnego wyznaczenia częstości drgań własnych. W związku z tym poniżej wyznaczono przebiegi podatności θ w funkcji lokalizacji pęknięcia x_p dla częstości drgań własnych z uwzględnieniem niepewności pomiaru. Błędy δ_1 i δ_2 częstości wyznaczono z porównania częstości drgań własnych belki bez pęknięcia modelowanej w MES ω_{0i-MES} i częstości uzyskanej dla modelu analitycznego $\omega_{0i-Anal}$

$$\delta_i = \left| \omega_{0i-MES} - \omega_{0i-Anal} \right| / \omega_{0i-Anal} \quad (7)$$

Na rysunku 4 pokazano przebieg poszukiwanych krzywych dla czterech częstotliwości $f_1 \pm \delta_1$ i $f_2 \pm \delta_2$ dla przypadku „crack 2” w pobliżu lokalizacji pęknięcia $x_p = 80\text{mm}$



Rys. 4. Przebieg zmiany podatności θ w funkcji x_p dla częstości „wyznaczonych” z błędem

Liniami ciągłymi oznaczono krzywe wyznaczone dla $f_1 \pm \delta_1$ liniami przerywanymi dla $f_2 \pm \delta_2$. Identyfikowane wielkości położenia pęknięcia i jego głębokości zawierają się w części wspólnej wewnątrz obszarów ograniczonych krzywymi wyznaczonymi dla $f_1 \pm \delta_1$ (linie ciągłe) i dla $f_2 \pm \delta_2$ (linie przerywane). Obszar ten określa lokalizację pęknięcia w przedziale $x_p \in (75 - 83)\text{mm}$ i głębokość pęknięcia $a \in (0.15 - 0.26) \cdot h$ (modelowane parametry to $x_p = 80\text{mm}$ i $a = 0.2h$). W rozważanym przykładzie częstości ω_{0i-MES} zaczerpnięto również z pracy [14], a wyznaczone z zależności (7) wielkości błędów wynoszą $\delta_1 = 5.9 \cdot 10^{-4}$ oraz $\delta_2 = 2.6 \cdot 10^{-3}$. Wielkości $f_1 \pm \delta_1$ różnią się zatem, zaledwie o 0.5 Hz ($f_2 \pm \delta_2$ o 7.7 Hz), z czego wynika, że dokładność proponowanej metody identyfikacji zależy istotnie od dokładności wyznaczenia (pomiaru) częstości drgań własnych.

3.2. Belka wspornikowa

W przypadku belki wspornikowej funkcja opisana równaniem (5) i jej pochodne muszą spełniać warunki brzegowe: $X(0) = 0$, $X'(0) = 0$, $X''(l) = 0$ oraz $X'''(l) = 0$.

Postępując analogicznie jak w przykładzie poprzednim, wielkości θ i x_p wyznacza się z warunku zerowania się wyznacznika macierzy głównej dla każdej z wyznaczonych częstości drgań własnych. W przypadku belki wspornikowej macierz główna ma postać:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ \cosh \lambda_i l & \sinh \lambda_i l & -\cos \lambda_i l & -\sin \lambda_i l & a_{35} \\ \sinh \lambda_i l & \cosh \lambda_i l & \sin \lambda_i l & -\cos \lambda_i l & a_{45} \\ \cosh \lambda_i x_p & \sinh \lambda_i x_p & \cos \lambda_i x_p & \sin \lambda_i x_p & -\frac{1}{\lambda_i^2} \end{bmatrix}$$

gdzie:

$$a_{35} = \frac{\theta}{2\lambda_i} \cdot [\sinh \lambda_i (l - x_p) - \sin \lambda_i (l - x_p)]$$

$$a_{45} = \frac{\theta}{2\lambda_i} \cdot [\cosh \lambda_i (l - x_p) - \cos \lambda_i (l - x_p)]$$

Do rozwiązania tego problemu zaproponowana zostanie następująca metodologia, która pozwala na stworzenie algorytmu komputerowego:

1. w macierzy głównej należy dokonać modyfikacji polegającej na tym, że w miejsce wielkości θ należy wprowadzić wielkość 1 (jeden) – powstała macierz oznaczono przez **A**;
2. należy skonstruować inną macierz (tu oznaczoną **B**), która powstaje z macierzy **A** przez wykreślenie ostatniego wiersza i ostatniej kolumny, jest to więc macierz opisująca problem własny belki bez uszkodzenia;
3. przy takich oznaczeniach poszukiwane równanie wyznacznikowe zapisać można:

$$\theta \cdot (\det(\mathbf{A}) + \det(\mathbf{B})) - \det(\mathbf{B}) = 0 \quad (8)$$

równanie to łatwo wyprowadzić rozwijając wyznacznik macierzy głównej względem ostatniej kolumny. Z równania (8) po przekształceniach można wyznaczyć podatność θ dla każdego $x_p \in (0, l)$ (tylko macierz **A** zmienia się w funkcji x_p):

$$\theta = \det(\mathbf{B}) / (\det(\mathbf{A}) + \det(\mathbf{B})) \quad (9)$$

Częstości drgań własnych wspornika, konieczne do identyfikacji wyznaczone zostały przez autora z analizy MES. Dane geometryczne i materiałowe do analizy przyjęto takie same jak belki swobodnie podpartej. Rozpatrzono 8 różnych wariantów parametrów pęknięcia. Wielkości te oraz wyznaczone dla nich częstotliwości drgań własnych zebrano w tabeli 2 (wszystkie wielkości położenia pęknięcia x_p podane są w mm).

Proces identyfikacji przeprowadzono w ten sposób, że dla każdej częstości drgań własnych wyznaczono wg równania (9) przebiegi zmiany

podatności θ w funkcji lokalizacji pęknięcia x_p . Współrzędne punktów przecięcia krzywych, wyznaczonych dla obu częstości, w każdym z przypadków są poszukiwanymi wielkościami θ i x_p . Wielkość głębokości pęknięcia wyznaczono z zależności (2).

Wyniki identyfikacji zebrano w tabeli 3.

Tabela 2. Częstotliwości drgań własnych belki wspornikowej z pęknięciem

war- riant	wielkości pęknięcia	częstotliwości drgań własnych [Hz]	
„1”	$x_p = 10$	$f_1 = 132.41$	$f_2 = 834.07$
	$a = 0.2 h$		
„2”	$x_p = 10$	$f_1 = 131.07$	$f_2 = 830.57$
	$a = 0.3 h$		
„3”	$x_p = 30$	$f_1 = 133.04$	$f_2 = 835.45$
	$a = 0.2 h$		
„4”	$x_p = 30$	$f_1 = 132.44$	$f_2 = 834.20$
	$a = 0.3 h$		
„5”	$x_p = 50$	$f_1 = 133.40$	$f_2 = 832.32$
	$a = 0.2 h$		
„6”	$x_p = 50$	$f_1 = 133.32$	$f_2 = 827.33$
	$a = 0.3 h$		
„7”	$x_p = 70$	$f_1 = 133.57$	$f_2 = 834.18$
	$a = 0.2 h$		
„8”	$x_p = 70$	$f_1 = 133.56$	$f_2 = 832.46$
	$a = 0.3 h$		

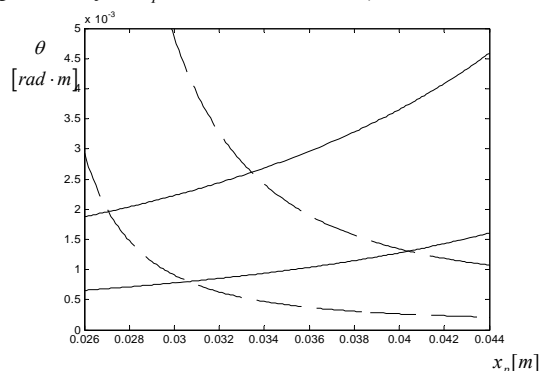
Tabela 3. Wyniki identyfikacji pęknięcia

war- riant	model MES	identyfi- kowane	błąd względny
„1”	$x_p = 10$	$x_p = 8.94$	10.6 %
	$a = 0.2 h$	$a = 0.189 h$	5.5 %
„2”	$x_p = 10$	$x_p = 8.91$	10.9 %
	$a = 0.3 h$	$a = 0.274 h$	8.7 %
„3”	$x_p = 30$	$x_p = 32.2$	7.3 %
	$a = 0.2 h$	$a = 0.208 h$	4.0 %
„4”	$x_p = 30$	$x_p = 31.6$	5.3 %
	$a = 0.3 h$	$a = 0.283 h$	5.7 %
„5”	$x_p = 50$	$x_p = 49.3$	1.4 %
	$a = 0.2 h$	$a = 0.189 h$	5.5 %
„6”	$x_p = 50$	$x_p = 53.6$	7.2 %
	$a = 0.3 h$	$a = 0.264 h$	12.0 %
„7”	$x_p = 70$	$x_p = 74.1$	5.9 %
	$a = 0.2 h$	$a = 0.24 h$	20.0 %
„8”	$x_p = 70$	$x_p = 77.6$	10.9 %
	$a = 0.3 h$	$a = 0.355 h$	18.3 %

Na rysunku 5 pokazany został przebieg krzywej podatności θ w funkcji lokalizacji pęknięcia x_p dla wariantu „4”, z uwzględnieniem błędów wyznaczania częstości. Założono tu, że błąd wyznaczenia każdej częstości drgań własnych jest identyczny z popełnianym przy wyznaczaniu tej częstości dla belki bez pęknięcia jak to przedstawia zależność (7). Wielkością wzorcową są częstości wyznaczone analitycznie z jednowymiarowego

modelu belki Eulera (zwanego również technicznym równaniem drgań belki).

Podobnie jak poprzednio liniami ciągłymi oznaczono krzywe wyznaczone dla $f_1 \pm \delta_1$, liniami przerywanymi dla $f_2 \pm \delta_2$. Identyfikowane wielkości miejsca pęknięcia i jego głębokości zawierają się w części wspólnej wewnątrz obszarów ograniczonych takimi samymi liniami. Obszar ten zawiera lokalizację pęknięcia dla wariantu „4” w przedziale $x_p \in (27.1 - 40.4)$ mm i głębokość pęknięcia $a \in (0.22 - 0.378) \cdot h$ (modelowane parametry to $x_p = 30$ mm i $a = 0.3 h$).



Rys. 5. Przebieg zmiany podatności θ w funkcji x_p dla częstości wyznaczonych z błędem (wariant „4”)

Kolejnym problemem wpływającym na niepewność identyfikacji jest nieuwzględnianie w analizowanych modelach (analitycznych i obliczanych za pomocą MES), a istniejące w rzeczywistości tłumienie. Łatwo udowodnić, iż współczynnik tłumienia wewnętrznego (siła tłumienia jest proporcjonalna do prędkości odkształceń), rośnie z kwadratem częstości i co za tym idzie, jego wpływ na mierzone częstości własne jest tym większy im wyższą częstość chcemy zmierzyć. Jest to podobne zjawisko do zjawiska przesuwania się amplitudy maksymalnej na charakterystyce amplitudowo – częstotliwościowej układu drgającego o jednym stopniu swobody z tłumieniem.

Wynika z tego, że aby zminimalizować wpływ tłumienia na wyniki identyfikacji najlepiej byłoby mierzyć jedynie pierwszą częstość drgań własnych. Niestety dla każdej częstości drgań własnych, tak jak to opisano na początku pracy, zidentyfikować można jedynie zbiór par (θ, x_p) .

Problem ten (wyznaczanie jedynie pierwszej częstości drgań własnych) autor proponuje rozwiązać poprzez chwilową zmianę struktury układu np. poprzez dodanie znanej masy skupionej w określonym przekroju i dla takiego zmodyfikowanego układu wyznaczyć krzywą podatności θ w funkcji położenia pęknięcia x_p . Zidentyfikowane parametry pęknięcia leżą na przecięciu się krzywych wyznaczonych

z pierwszych częstości drgań własnych i modelu belki bez i z zaproponowaną modyfikacją.

Opisany powyżej sposób identyfikacji pokazany zostanie na przykładzie.

3.3. Belka obustronnie utwierdzona

W przypadku belki obustronnie utwierdzonej wyznacznik macierzy głównej ma postać:

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ \cosh \lambda l & \sinh \lambda l & \cos \lambda l & \sin \lambda l & a_{35} \\ \sinh \lambda l & \cosh \lambda l & -\sin \lambda l & \cos \lambda l & a_{45} \\ \cosh \lambda x_p & \sinh \lambda x_p & \cos \lambda x_p & \sin \lambda x_p & -\frac{1}{\lambda^2} \end{vmatrix}$$

gdzie:

$$a_{35} = \frac{\theta}{2\lambda} \cdot [\sinh \lambda(l - x_p) + \sin \lambda(l - x_p)]$$

$$a_{45} = \frac{\theta}{2\lambda} \cdot [\cosh \lambda(l - x_p) + \cos \lambda(l - x_p)]$$

Parametry pęknięcia wyznaczyć można postępując wg wcześniej opisanego algorytmu i równania (9).

Równanie drgań własnych układu z modyfikacją w postaci dołączenia dodatkowej masy skupionej m_d w przekroju o współrzędnej $x = x_d$ oraz z uwzględnieniem pęknięcia, po rozdzieleniu zmiennych w postaci $y(x, t) = X(x) \cdot T(t)$, można zapisać:

$$X^{(4)} - \lambda^4 X = \mu \cdot \lambda^4 \cdot X(x_d) \cdot \delta(x, x_d) + \theta \cdot X''(x_p) \cdot \delta''(x, x_p) \quad (10)$$

rozwiązaniem równania (10) jest funkcja (11):

$$\begin{aligned} X(x) = & X_0(x) + \frac{\mu \cdot \lambda}{2} X(x_d) \cdot \\ & \cdot [\sinh \lambda(x - x_d) - \sin \lambda(x - x_d)] H(x, x_d) + \\ & + \frac{\theta}{2\lambda} X''(x_p) \cdot \\ & \cdot [\sinh \lambda(x - x_p) + \sin \lambda(x - x_p)] H(x, x_p) \end{aligned} \quad (11)$$

gdzie: $\mu = m_d / \rho A$, pozostałe oznaczenia jak wyżej.

W takim przypadku należy wyznaczyć macierz główną uzupełnić o kolumnę związaną z nieznaną wielkością $X(x_d)$ oraz wiersz zależności pomiędzy tą wielkością i stałymi całkowania P, Q, R, S . Na wartość wyznacznika nie wpływa zamiana miejscami dwu dowolnych kolumn czy wierszy, z czego wynika, że dodatkową kolumnę i wiersz można uwzględnić w dowolnym miejscu. Jednak, aby nie utracić możliwości skorzystania z opisanego algorytmu należy dodatkową kolumnę wpisać jako czwartą, podobnie jako czwarty wiersz dodatkowy. W takim przypadku macierz oznaczoną poprzednio przez \mathbf{B} , która powstaje z macierzy \mathbf{A} przez wykreślenie ostatniego wiersza i ostatniej kolumny, jest macierzą opisującą problem własny belki z masą skupioną bez uszkodzenia.

Dodatkowa kolumna (zapisana jako czwarta) ma w takim przypadku postać:

$$\begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{\mu \cdot \lambda}{2} [\sinh \lambda(l - x_m) - \sin \lambda(l - x_m)] \\ \frac{\mu \cdot \lambda}{2} [\cosh \lambda(l - x_m) - \cos \lambda(l - x_m)] \\ -1 \\ \frac{\mu \cdot \lambda}{2} [\sinh \lambda(x_p - x_m) - \sin \lambda(x_p - x_m)] \cdot H(x_p, x_m) \end{vmatrix}$$

Pierwsze częstości drgań własnych układu podstawowego i z modyfikacją potrzebne do identyfikacji zostały wyznaczone z modelu MES i zebrane w tabeli 4. Dane materiałowe i geometryczne przyjęto jak dla belki rozważanej w poprzednim przykładzie, przyjęta wielkość masy dodatkowej $m_d = 0.5 \cdot \rho A$, dołączonej w punkcie $x_d = 0.07$ m.

Tabela 4. Pierwsze częstotliwości drga własnych pękniętej belki bez i z masą dodatkową

wa- riant	wielkości pęknięcia	częstotliwości własne	
		bez m_d	z m_d
„1”	$\frac{x_p = 10}{a = 0.2 h}$	$f_1 = 846.66$	$f_1 = 288.43$
„2”	$\frac{x_p = 10}{a = 0.3 h}$	$f_1 = 843.08$	$f_1 = 287.68$
„3”	$\frac{x_p = 30}{a = 0.2 h}$	$f_1 = 848.72$	$f_1 = 288.81$
„4”	$\frac{x_p = 30}{a = 0.3 h}$	$f_1 = 847.51$	$f_1 = 288.64$
„5”	$\frac{x_p = 50}{a = 0.2 h}$	$f_1 = 864.40$	$f_1 = 288.85$
„6”	$\frac{x_p = 50}{a = 0.3 h}$	$f_1 = 841.14$	$f_1 = 287.81$
„7”	$\frac{x_p = 70}{a = 0.2 h}$	$f_1 = 848.72$	$f_1 = 287.11$
„8”	$\frac{x_p = 70}{a = 0.3 h}$	$f_1 = 847.51$	$f_1 = 284.57$

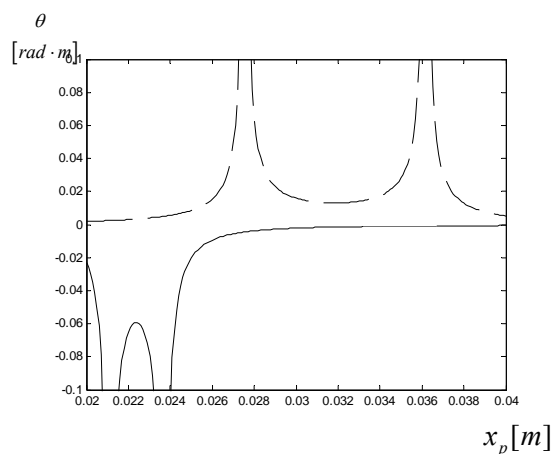
Warianty „7” i „8” dotyczą przypadku, w którym masę dodatkową przyłączono w tym samym przekroju, w którym modelowano pęknięcie. Wyniki identyfikacji przekazano w tabeli 5.

Dla wariantów „3” i „4” nie udało się zidentyfikować miejsca pęknięcia – krzywe wyznaczone dla obu częstości nie przecinają się, co pokazano na rys. 6.

W przypadku wyznaczenia częstości drgań własnych z modelu analitycznego (belki z pęknięciem o znanych parametrach) i wyznaczeniu z nich krzywych podatności w funkcji położenia pęknięcia, krzywe te również nie przecinają się, są jedynie styczne do siebie w punkcie o modelowanych parametrach pęknięcia.

Tabela 5. Wyniki identyfikacji pęknięcia

przypa dek	model MES	identyfikowane	błąd względny
„1”	$x_p = 10$	$x_p = 10.2$	2.0 %
	$a = 0.2 h$	$a = 0.213 h$	6.5 %
„2”	$x_p = 10$	$x_p = 10.9$	9.0 %
	$a = 0.3 h$	$a = 0.325 h$	8.3 %
„3”	$x_p = 30$	-	-
	$a = 0.2 h$	-	-
„4”	$x_p = 30$	-	-
	$a = 0.3 h$	-	-
„5”	$x_p = 50$	$x_p = 48.2$	3.6 %
	$a = 0.2 h$	$a = 0.19 h$	5.0 %
„6”	$x_p = 50$	$x_p = 53.8$	7.6 %
	$a = 0.3 h$	$a = 0.299 h$	0.33 %
„7”	$x_p = 70$	$x_p = 68.8$	1.7 %
	$a = 0.2 h$	$a = 0.23 h$	15.0 %
„8”	$x_p = 70$	$x_p = 69.6$	0.6 %
	$a = 0.3 h$	$a = 0.333 h$	11.0 %



Rys. 6. Krzywe podatności w funkcji położenia pęknięcia dla parametrów opisanych jako wariant „4”

W celu wyznaczenia parametrów pęknięcia dla wariantów „3” i „4” przeprowadzono obliczenia częstości dla tej samej masy m_d , ale dołączonej w punkcie $x_d = 0.04$ m. Dla wariantu „3” częstotliwość drgań własnych układu z masą dodatkową wynosi $f_1 = 239.18$ Hz. Zidentyfikowane parametry pęknięcia wynoszą: położenie $x_p = 28.5$ mm, głębokość $a = 0.213 h$. Dla wariantu „4” $f_1 = 239.20$ Hz, a parametry pęknięcia to $x_p = 32.4$ mm i głębokość $a = 0.279 h$.

Powyższe rozważania wskazują jednoznacznie na konieczność wyznaczania przy pomiarach identyfikacyjnych częstości dla kilku położenia masy dodatkowej (lub kilku wielkości masy). Każde dwie wielkości częstości mogą posłużyć do wyznaczenia krzywych podatności w funkcji położenia pęknięcia, na przecięciu których leżą poszukiwane parametry (położenie i głębokość) pęknięcia.

Po wyznaczeniu parametrów uszkodzenia dla różnych modyfikacji strukturalnych belki można poddać je obróbce statystycznej (np. uśrednianiu), dzięki czemu można zminimalizować wpływ niepewności pomiarów częstości drgań własnych.

4. IDENTYFIKACJA PĘKNIĘCIA Z AMPLITUDE DRGAŃ WYMUSZONYCH

Jako wielkości identyfikacyjne obok częstości drgań własnych wykorzystać można amplitudę drgań wymuszonych mierzoną w dowolnym punkcie. Należy wymusić drgania belki siłą skupioną o znanej amplitudzie i znanej częstości.

W przypadku belek, które ze względów technologicznych obciążone są dynamicznie siłą, którą można traktować jako skupioną z jedną częstością drgań (np. drgania wywołane nie wyważoną masą wirującą - maszyny wiracyjne), pomiary identyfikacyjne można wykonać jako tzw. eksperyment bierny. Pod tym pojęciem rozumiane są pomiary w normalnym stanie pracy, bez konieczności przeprowadzania dodatkowych eksperymentów na „wyłączonym” obiekcie.

Pomiary drgań wymuszonych służyć mogą również do monitorowania pęknięcia – ewentualnego wzrostu jego głębokości.

W przypadku drgań wymuszonych równanie drgań (4) należy uzupełnić o składnik pochodzący od siły przyłożonej w punkcie o współrzędnej $x = x_f$, amplitudzie F i częstości ω_f :

$$X^{(4)} - \lambda^4 X = \theta \cdot X''(x_p) \cdot \delta''(x, x_p) + - F \cdot \delta(x, x_f) \tag{12}$$

rozwiązanie równania (12) poszukiwane będzie w klasie funkcji uogólnionych. Dzięki czemu otrzymuje się rozwiązanie w postaci skończonej w przeciwieństwie do metody klasycznej, gdzie rozwiązanie otrzymuje się w postaci nieskończonej sumy funkcji własnych.

Rozwiązaniem równania (12) jest funkcja:

$$X(x) = X_0(x) + \frac{\theta}{2\lambda} X''(x_p) \cdot \frac{F}{2 \cdot EI \cdot \lambda^3} \cdot [\sinh \lambda(x - x_p) + \sin \lambda(x - x_p)] H(x, x_p) + \frac{F}{2 \cdot EI \cdot \lambda^3} \cdot [\sinh \lambda(x - x_f) + \sin \lambda(x - x_f)] H(x, x_f) \tag{13}$$

gdzie teraz:

- $\lambda = \omega_w^2 \rho A / EI$,
- $X_0 = P \cosh \lambda x + Q \sinh \lambda x + R \cos \lambda x + S \sin \lambda x$

Amplituda drgań wymuszonych w punkcie pomiarowym o współrzędnej $x = c$ jest równa:

$$X(c) = X_0(c) + \frac{\theta}{2 \cdot \lambda} \cdot \frac{F}{2 \cdot EI \cdot \lambda^3} \cdot [\sinh \lambda(c - x_p) + \sin \lambda(c - x_p)] H(c, x_p) + \frac{F}{2 \cdot EI \cdot \lambda^3} \cdot [\sinh \lambda(c - x_f) - \sin \lambda(c - x_f)] H(c, x_f) \tag{14}$$

gdzie:

$$X_0(c) = P \cosh \lambda c + Q \sinh \lambda c + R \cos \lambda c + S \sin \lambda c$$

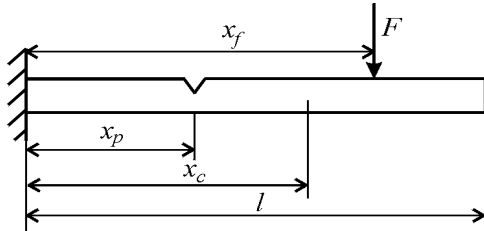
Stałe całkowania P , Q , R , S należy dobrać tak, by funkcje (13) i (14) spełniały warunki brzegowe.

Podobnie jak w przypadku identyfikacji opartej na pomiarze częstości drgań własnych, do identyfikacji konieczny jest pomiar amplitudy drgań w dwu punktach ($x = c_1$ i $x = c_2$) lub w jednym punkcie, ale przy różnych wymuszeniach.

Sposób postępowania przy identyfikacji pęknięcia, dla którego wielkością wejściową jest amplituda drgań wymuszonych pokazany zostanie na przykładzie.

4.1. Belka wspornikowa

Model analizowanego układu pokazany jest na rys. 7.



Rys. 7. Model belki wspornikowej z pęknięciem

Warunki brzegowe dla belki pokazanej na rysunku 7 opisują równania: $X(0) = 0$, $X'(0) = 0$, $X''(l) = 0$ oraz $X'''(l) = 0$. Podobnie jak wcześniej równania te zostaną zapisane w postaci macierzowej:

$$\mathbf{M} \cdot \mathbf{CS} = \mathbf{W} \quad (15)$$

gdzie:
macierz \mathbf{M} :

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ \cosh \lambda l & \sinh \lambda l & -\cos \lambda l & -\sin \lambda l & a_{35} \\ \sinh \lambda l & \cosh \lambda l & \sin \lambda l & -\cos \lambda l & a_{45} \\ \operatorname{ch} \lambda x_p & \operatorname{sh} \lambda x_p & \cos \lambda x_p & \sin \lambda x_p & -1 \end{bmatrix}$$

gdzie:

$$a_{35} = \frac{\theta}{2\lambda} \cdot [\sinh \lambda(l - x_p) - \sin \lambda(l - x_p)]$$

$$a_{45} = \frac{\theta}{2\lambda} \cdot [\cosh \lambda(l - x_p) - \cos \lambda(l - x_p)]$$

wektor stałych \mathbf{CS} :

$$\mathbf{CS}^T = [P \quad Q \quad R \quad S \quad X''(x_p)]^T$$

a, wektor wymuszeń \mathbf{W} :

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{F}{2 \cdot EI \cdot \lambda^3} \cdot [\sinh \lambda(l - x_f) - \sin \lambda(l - x_f)] \\ \frac{F}{2 \cdot EI \cdot \lambda^3} \cdot [\cosh \lambda(l - x_f) - \cos \lambda(l - x_f)] \\ \frac{F}{2EI\lambda^3} [\sinh \lambda(x_p - x_f) + \sin \lambda(x_p - x_f)] H(x_p, x_f) \end{bmatrix}$$

W przypadku gdy częstość wymuszenia nie jest żadną z częstości drgań własnych układu rząd macierzy głównej jest równy rzędowi macierzy uzupełnionej, z czego wynika, że układ (15) można rozwiązać korzystając ze wzorów Cramera.

Do rozwiązania tego problemu zaproponowana zostanie następująca metodologia, która pozwala na stworzenie algorytmu komputerowego:

1. w macierzy głównej \mathbf{M} zostanie dokonana modyfikacja polegająca na tym by w miejsce wielkości θ wprowadzić wielkość 1 (jeden) – powstała macierz oznaczono przez \mathbf{A} ;
2. należy skonstruować inną macierz (tu oznaczoną \mathbf{B}), która powstaje z macierzy \mathbf{A} przez wykreślenie ostatniego wiersza i ostatniej kolumny, jest to więc macierz opisująca problem własny belki bez uszkodzenia;
3. przy takich oznaczeniach poszukiwany wyznacznik główny jest równy:

$$W_g = \theta \cdot (\det(\mathbf{A}) + \det(\mathbf{B})) - \det(\mathbf{B}) \quad (16)$$
 równanie to łatwo wyprowadzić rozwijając go względem ostatniej kolumny.
4. należy, zgodnie z metodą Cramera, skonstruować 5 macierzy, w których kolejne kolumny macierzy \mathbf{A} zostaną zastąpione kolumną wyrazów wolnych \mathbf{W} . Tak wyznaczone macierze oznaczono \mathbf{C}_i gdzie $i = 1, 2, 3, 4, 5$ oznacza numer zastąpionej kolumny (\mathbf{C}_1 – ma postać macierzy \mathbf{A} w której 1-szą kolumnę zastąpiono wektorem wymuszeń \mathbf{W}).

5. podobnie jak w punkcie 2 należy skonstruować z macierzy \mathbf{C}_i macierze \mathbf{D}_i , które powstają z odpowiadających sobie macierzy \mathbf{C}_i przez wykreślenie ostatniego wiersza i ostatniej kolumny,

6. odpowiednie wyznaczniki konieczne do wyznaczenia stałych z wektora \mathbf{CS} wynoszą w takim przypadku:

$$W_P = \theta (\det \mathbf{C}_1 + \det \mathbf{D}_1) - \det \mathbf{D}_1;$$

$$W_Q = \theta (\det \mathbf{C}_2 + \det \mathbf{D}_2) - \det \mathbf{D}_2;$$

$$W_R = \theta (\det \mathbf{C}_3 + \det \mathbf{D}_3) - \det \mathbf{D}_3;$$

$$W_S = \theta (\det \mathbf{C}_4 + \det \mathbf{D}_4) - \det \mathbf{D}_4;$$

$$W_{X''} = \det \mathbf{C}_5$$

dla uproszczenia oznaczeń oznaczono:

$$L_1 = \det \mathbf{A} + L_2; \quad L_2 = \det \mathbf{B};$$

$$L_3 = \det \mathbf{C}_1 + L_4; \quad L_4 = \det \mathbf{D}_1;$$

$$L_5 = \det \mathbf{C}_2 + L_4; \quad L_4 = \det \mathbf{D}_2;$$

$$L_7 = \det \mathbf{C}_3 + L_4; \quad L_4 = \det \mathbf{D}_3;$$

$$L_9 = \det \mathbf{C}_4 + L_{10}; \quad L_{10} = \det \mathbf{D}_4;$$

$$L_{11} = \det \mathbf{C}_5;$$

7. stałe całkowania wyznaczyć można z zależności

$$P = \frac{W_p}{W_g} = \frac{\theta \cdot L_3 - L_4}{\theta \cdot L_1 - L_2}; \quad Q = \frac{W_Q}{W_g} = \frac{\theta \cdot L_5 - L_6}{\theta \cdot L_1 - L_2};$$

$$R = \frac{W_R}{W_g} = \frac{\theta \cdot L_7 - L_8}{\theta \cdot L_1 - L_2}; \quad S = \frac{W_S}{W_g} = \frac{\theta \cdot L_9 - L_{10}}{\theta \cdot L_1 - L_2};$$

$$X^n(x_p) = \frac{W_{X^n}}{W_g} = \frac{L_{11}}{\theta \cdot L_1 - L_2}$$

Po wyznaczeniu stałych całkowania należy skonstruować identyfikacyjny model odwrotny tzn. model, z którego da się wyznaczyć poszukiwaną podatność θ mając wyznaczoną (zmierzoną) amplitudę drgań w punkcie pomiarowym $x = c$.

8. dla każdego $x_p \in (0, l)$ podatność θ wyznaczyć

można z zależności:

$$\theta = \frac{L_p - L_2 \cdot Z}{L_N - L_1 \cdot Z + L_H} \quad (17)$$

gdzie:

$$L_p = L_4 \cosh \lambda c + L_6 \sinh \lambda c + L_8 \sin \lambda c + L_4 \cos \lambda c$$

$$L_N = L_3 \cosh \lambda c + L_5 \sinh \lambda c + L_7 \sin \lambda c + L_9 \cos \lambda c$$

$$L_H = \frac{L_{11}}{2\lambda} \cdot [\sinh \lambda(c - x_p) + \sin \lambda(c - x_p)] \cdot H(c, x_p)$$

$$Z = POM(c) + \frac{F}{2 \cdot EI \cdot \lambda^3} \cdot$$

$$\cdot [\sinh \lambda(c - x_f) - \sin \lambda(c - x_f)] H(c, x_f)$$

$POM(c)$ – jest zmierzona wielkością amplitudy drgań w punkcie o współrzędnej $x = c$.

Podobnie jak przy identyfikacji z częstości drgań własnych każdy pomiar (w jednym punkcie) pozwala na wykreślenie krzywej podatności θ w funkcji położenia pęknięcia x_p , dla których amplituda drgań w punkcie o współrzędnej $x = c$ będzie wynosić $POM(c)$ ($X(c) = POM(c)$).

Dlatego też punkt 8 algorytmu należy powtórzyć dla każdego z pomiarów. Na przecięciu krzywych wyznaczonych dla dwu pomiarów identyfikacyjnych (różne punkty pomiarowe lub różne wymuszenia) leżą poszukiwane parametry pęknięcia.

Dla belki pokazanej na rysunku 7 wyznaczono (przy użyciu MES) wielkości amplitud drgań wymuszonych siłą o amplitudzie $F = 100$ N, częstości $\omega_w = 300$ rad/s, przyłożą na końcu belki $x_f = l$. Do identyfikacji pęknięcia wybrano amplitudę drgań belki w dwu punktach $x = l$, $x = 0.085$ m. Modelowane parametry pęknięć wybrano takie same jak w punkcie 3.2 (tabela 2). Wyniki identyfikacji zebrano w tabeli 6.

Tabela 6. Wyniki identyfikacji pęknięcia

wariant	model MES	identyfikowane	błąd względny
„1”	$x_p = 10$	$x_p = 9.37$	6.3 %
	$a = 0.2 h$	$a = 0.177 h$	11.5 %
„2”	$x_p = 10$	$x_p = 9.68$	3.2 %
	$a = 0.3 h$	$a = 0.278 h$	7.3 %
„3”	$x_p = 30$	$x_p = 28.4$	5.3 %
	$a = 0.2 h$	$a = 0.173 h$	13.5 %
„4”	$x_p = 30$	$x_p = 28.3$	5.7 %

	$a = 0.3 h$	$a = 0.273 h$	9.0 %
„5”	$x_p = 50$	$x_p = 50.1$	0.2 %
	$a = 0.2 h$	$a = 0.202 h$	1.0 %
„6”	$x_p = 50$	$x_p = 52.7$	5.4 %
	$a = 0.3 h$	$a = 0.341 h$	13.7 %
„7”	$x_p = 70$	$x_p = 75.6$	8.0 %
	$a = 0.2 h$	$a = 0.172 h$	14.0 %
„8”	$x_p = 70$	$x_p = 78.8$	12.6 %
	$a = 0.3 h$	$a = 0.337 h$	12.3 %

Do pomiarów identyfikacyjnych można również, podobnie jak przy pomiarach częstości, dołączyć pomiary dla układu zmodyfikowanego przez dodanie masy skupionej.

Każde dwie wielkości zmierzonych amplitud drgań mogą posłużyć do wyznaczenia krzywych podatności w funkcji położenia pęknięcia, na przecięciu, których leżą poszukiwane parametry (położenie i głębokość) pęknięcia.

Po wyznaczeniu parametrów uszkodzenia dla różnych wielkości amplitud można poddać je obróbce statystycznej (np. uśrednianiu), dzięki czemu można zminimalizować wpływ niepewności pomiarów amplitudy drgań oraz położenia punktu pomiarowego.

5. PODSUMOWANIE

W układach konstrukcyjnych, których modelem fizycznym jest belka prostoliniowa, możliwa jest identyfikacja parametrów pęknięcia. Jako wielkości konieczne do identyfikacji wykorzystano częstości drgań własnych i amplitudy drgań wymuszonych. Każdy pomiar (częstości czy amplitudy drgań wymuszonych) pozwala na wyznaczenie krzywej podatności sprężyny modelującej pęknięcie w funkcji jego położenia.

Dla każdej pary parametrów (θ, x_p) leżących na krzywej spełniony jest warunek identyfikacji, czyli częstość drgań własnych wynosi tyle co częstość zmierzona (dla identyfikacji z częstości) lub amplituda drgań w wybranym punkcie jest równa wielkości zmierzonej (identyfikacja z amplitudy).

W punkcie wspólnym dla dwu dowolnych krzywych leżą poszukiwane parametry pęknięcia, stąd wynika, że dla np. pięciu dowolnych pomiarów identyfikacyjnych otrzymuje się dziesięć par krzywych, z których po obróbce statystycznej można wyznaczyć poszukiwane parametry pęknięcia.

W każdym przypadku identyfikacji dokładność wyznaczenia parametrów pęknięcia zależy od dokładności (niepewności) pomiaru. Otrzymać można wtedy jedynie pewne obszary, w których zawierają się poszukiwane parametry pęknięcia.

W przypadku identyfikacji z amplitud drgań wymuszonych na jej wynik ma wpływ zarówno niepewność wyznaczenia amplitudy drgań jak

i współrzędnej, w której jest ona mierzona. Znacznie mniejsze obszary, w których zawierają się poszukiwane parametry pęknięcia otrzymuje się w przypadkach pomiarów amplitud przy różnych wymuszeniach lub dla układu zmodyfikowanego (np. poprzez dodanie masy skupionej) niż przy pomiarach amplitud w dwu różnych punktach przy jednym wymuszeniu.

LITERATURA

- [1]Cacciola P., Impollonia N., Muscolina G.: *Crack detection and location in a damaged beam vibrating under white noise*, Computers and Structures 81 (2003) pp. 1773-1782.
- [2] Chaudhari T.D., Maiti S.K.: *A study of vibration of geometrically segmented beams with and without crack*, International Journal of Solids and Structures 37 (2000) pp. 761-779.
- [3] Dimarogonas A. D.: *Vibration of cracked structures: a state of the art review*, Engineering Fracture Mechanics 55 (1996) pp. 831-857.
- [4] Göktepe M.: *Non-destructive crack detection by capturing local flux leakage field*, Sensors and Actuators A, 91 (2001) pp. 70-72.
- [5] Kasprzyk S., Majkut L.: *Rozwiązywanie problemów brzegowych i początkowo - brzegowych belek z lokalną, skokową zmianą sztywności w klasie funkcji uogólnionych*, kwartalnik AGH Mechanika 16 (1997) str. 179-215.
- [6] Krawczuk M.: *Application of spectral beam finite element with a crack and iterative search technique for damage detection*, Finite Elements in Analysis and Design, 38 (2002) pp. 537-548.
- [7] Krawczuk M., Ostachowicz W.: *Damage indicators for diagnostic of fatigue cracks in structures by vibration measurements*, Mechanika Teoretyczna i Stosowana 34 (1996) pp. 307-326.
- [8] Krawczuk M., Ostachowicz W., Żak A.: *Modal analysis of cracked, unidirectional composite beam*, Composites Part B 28B (1997) pp. 641-650.
- [9] Krawczuk M., Żak A., Ostachowicz W.: *Elastic beam finite element with a transverse elasto-plastic crack*, Finite Elements in Analysis and Design 34 (2000) pp. 61-73.
- [10] Lee Y-S., Chung M-J.: *A study on crack detection using eigenfrequency test data*, Computers and Structures 77 (2000) pp. 327-342.
- [11] Liu S. W., Huang J. H., Sung J. C., Lee C. C.: *Detection of crack using neural networks and computational mechanics*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 191 (2002) pp. 2831-2845.
- [12]Majkut L.: *Wpływ lokalnej zmiany sztywności elementów konstrukcyjnych na amplitudę drgań i widmo częstości*, Praca doktorska AGH Kraków 1999.
- [13]Nandwana B. P., Maiti S., K.: *Detection of the location and size of a crack in stepped cantilever beams based on measurements of natural frequencies*, Journal of Sound and Vibration 203 (1997) pp. 435-446.
- [14]Narkis Y.: *Identification of crack location in vibrating simply supported beams*, Journal of Sound and Vibration 172 (1994) pp. 549-558.
- [15]Neimitz A.: *Mechanika pękania*, Warszawa PWN 1998, wydanie 1, rozdziały 2 i 3.
- [16]Ostachowicz W., Krawczuk M.: *Analysis of the effect of cracks on the natural frequencies of a cantilever beam*, Journal of Sound and Vibration 150 (1991) pp. 191-201.
- [17]Quek S-T., Wang Q., Zhang L., Ang K-K.: *Sensitivity analysis of crack detection in beams by wavelet technique*, International Journal of Mechanical Sciences 43 (2001) pp. 2899-2910.
- [18]Tian J., Li Z., Su X.: *Crack detection in beams by wavelet analysis of transient flexural waves*, Journal of Sound and Vibration 261 (2003) pp. 715-727.
- [19]Viola E., Federici L., Nobile L.: *Detection of crack location using cracked beam element method for structural analysis*, Theoretical and Applied Fracture Mechanics 36 (2001) pp. 23-35.



dr inż. Leszek MAJKUT (ur. 1970), absolwent Wydziału Elektroniki, Automatyki, Informatyki i Elektrotechniki AGH (1995). Pracę doktorską dotyczącą wpływu lokalnej zmiany sztywności na amplitudę drgań i widmo

częstości obronił w 1999 na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH w Krakowie. Obecnie prace badawcze dotyczące ogólnie pojętej wibromechaniki (drgania, wibroizolacja, hałas, diagnostyka), teorii drgań ze szczególnym uwzględnieniem układów ciągłych prowadzi w zespole Wibromechaniki Katedry Mechaniki i Wibroakustyki AGH.

MODEL NAPĘDZANIA WAŁU KORBOWEGO JAKO NARZĘDZIE DIAGNOZOWANIA SILNIKÓW

Józef PSZCZÓLKOWSKI, Kazimierz KOLIŃSKI

Wojskowa Akademia Techniczna, Instytut Pojazdów Mechanicznych i Transportu
00-908 Warszawa, ul. S. Kaliskiego 2, tel. (022) 683 71 46, fax. (022) 683 97 65,
e-mail: jpszczola@wme.wat.edu.pl, kolinski@wme.wat.edu.pl

Streszczenie

Dokonano analizy wykorzystania sygnałów rozruchu silnika tłokowego jako jego parametrów diagnostycznych. Przedstawiono koncepcję modelu matematycznego procesu napędzania wału korbowego silnika przez rozrusznik elektryczny umożliwiającego uzyskanie informacji diagnostycznej o stanie jego zespołów. Wyodrębniono cztery elementy składowe modelu stanowiące odrębne procedury opisu jego elementów strukturalnych: rozrusznika, akumulatora zasilającego rozrusznik, model przemian ładunku powietrza w cylindrze oraz opory ruchu wału korbowego silnika. Informacja diagnostyczna powinna umożliwiać ocenę stanu wymienionych elementów, a znaczenie podstawowe ma możliwość oceny szczelności cylindrów silnika – wartości maksymalnego ciśnienia sprężania ładunku powietrza.

Słowa kluczowe: diagnostyka silników spalinowych, rozruch w niskiej temperaturze.

THE MODEL OF CRANKSHAFT DRIVING AS A TOOL OF ENGINES DIAGNOSING

Summary

There is made the analysis of using the piston engine start-up signals as its diagnostic parameters. The idea of a mathematical model of combustion engine crankshaft driving by electric starter allowing obtaining the diagnostic information on its units technical state is presented. The four components of the model are isolated being the separate procedures of its structural elements description: the starter, battery supplying the starter, cylinder air charge change model and the engine crankshaft resistance torque. The diagnostic information should make possible to apprise the mentioned above elements state and the fundamental meaning have the possibility to evaluate the engine cylinder tightness – maximum compression pressure value of air charge.

Keywords: combustion engine diagnosing, start-up at low temperature conditions.

1. WPROWADZENIE

Rozwój diagnostyki technicznej powoduje powstawanie nowych metod i środków diagnozowania urządzeń oraz doskonalenie istniejących już metod rozpoznawania ich stanu. Jako typowy w tym zakresie przykład metody rozpoznawania stanu silników spalinowych można wskazać metodę oceny szczelności cylindrów wykorzystującą sygnały wyjściowe procesu napędzania wału korbowego przez rozrusznik elektryczny. Sygnałami tymi są natężenie prądu pobieranego przez rozrusznik, napięcie na zaciskach akumulatora lub rozrusznika oraz prędkość obrotowa wału korbowego. Najczęściej w klasycznych metodach diagnozowania silników wykorzystywano natężenie prądu pobieranego przez rozrusznik [3]. Parametr ten służy również do oceny względnej szczelności cylindrów silnika we współczesnych systemach diagnostycznych [4], gdzie wykorzystanie komputerowych systemów rejestracji i przetwarzania sygnałów zwiększa

szybkość dostępu do informacji diagnostycznej. W pracy [5] wskazano na możliwości diagnostycznego wykorzystania prędkości obrotowej wału korbowego silnika napędzanego przez rozrusznik oraz oceny wartości rzeczywistego ciśnienia sprężania powietrza w cylindrach z zastosowaniem funkcji regresji. Przy tym jednak warunki napędzania wału korbowego silnika powinny być ściśle zdefiniowane. W artykule przedstawiono koncepcję diagnozowania silnika na podstawie sygnałów napędzania wału korbowego z wykorzystaniem modelu jako narzędzia pozwalającego uzyskać wtórną informację diagnostyczną.

Diagnostyka techniczna odgrywa coraz większą rolę w systemach eksploatacji urządzeń umożliwiając znaczne zwiększenie ich niezawodności i gotowości do wypełniania funkcji, dla wykonania których urządzenie zostało zaprojektowane i wytworzone. Ma ona szczególne znaczenie w tych systemach eksploatacji, w których procesy obsługowe i naprawcze realizowane są

według metody tzw. dynamicznej. W tym przypadku zakres działań obsługowo-naprawczych jest ściśle związany z rzeczywistym stanem urządzenia i istniejącymi w tym zakresie potrzebami. Zasadność tego typu działań jest zależna od dokładnego rozpoznania stanu urządzenia, a zwłaszcza prognozy przyszłych zmian stanu. Wzrost znaczenia diagnostyki w systemach eksploatacji wynika z kilku istotnych przyczyn. Podstawową jest potrzeba racjonalizacji procesów eksploatacji, z czym bezpośrednio związana jest minimalizacja kosztów eksploatacji i przestojów urządzeń. Zgodnie z tym kryterium należy dążyć do ograniczenia zakresu czynności naprawczych poprzez wykonanie odpowiednio wcześniej zabiegów profilaktycznych polegających na planowej wymianie zespołów, zmniejszając skutki uszkodzeń i koszty przestojów. Ważne znaczenie ma również zmiana cech obiektów eksploatacji, związana ze stosowaniem nowych materiałów konstrukcyjnych, eksploatacyjnych oraz technologii produkcji. Dzięki temu uzyskuje się ich zwiększoną trwałość, a przy dużych kosztach produkcji naprawy elementów lub zespołów funkcjonalnych urządzenia są opłacalne, w stosunku do kosztów zakupu urządzenia nowego. Współczesne obiekty wyposażone są w dużą ilość różnego rodzaju układów pomiarowych wielkości, które pełniąc inne funkcje w urządzeniu (np. sterowania), mogą być również wykorzystywane dla celów diagnostyki. Ponadto postęp technologiczny powoduje wzrost możliwości technicznych jak i metodologicznych diagnostyki związanych z intensywnym rozwojem środków i metod diagnozowania. Ich rozwój umożliwia użycie wielu nowych parametrów diagnostycznych (symptomów stanu) dla celów diagnostyki wykorzystujących nie stosowane dotychczas cechy procesów roboczych, dla których zwiększa się dostępność diagnostyczna. Dotyczy to również rozwoju metod rejestracji i przetwarzania sygnałów diagnostycznych w związku z wykorzystaniem do tych celów techniki komputerowej.

Duża szybkość przetwarzania sygnałów powoduje, że znacznie zwiększają się możliwości uzyskania informacji wtórnej na podstawie zmierzonych wartości sygnałów diagnostycznych, stosowania sztucznej inteligencji i komputerowych systemów ekspertowych w diagnostyce. Dzięki zastosowaniu techniki komputerowej istotnej zmianie ulegają zasady i zakres modelowania diagnostycznego obiektów. Typowym analitycznym modelem diagnostycznym obiektu technicznego jest model regresyjny określający związek między określonym parametrem stanu urządzenia a sygnałem lub zbiorem sygnałów diagnostycznych, czyli sygnałów rejestrowanych na wyjściu urządzenia. W szczególnych przypadkach tego rodzaju modele mogą być zastępowane modelem typu obrazu lub probabilistyczna macierz diagnostyczna. Do budowy optymalnych algorytmów diagnozowania wykorzystywane są modele topologiczne lub binarne macierze

diagnostyczne. Uzyskanie wtórnej informacji diagnostycznej jest związane z przetwarzaniem zmierzonego sygnału diagnostycznego, który stanowi daną wejściową modelu funkcjonowania urządzenia lub jego układów funkcjonalnych. Realizacja procesów roboczych urządzenia jest najczęściej związana z przetwarzaniem energii, stąd też opis fizyczno-matematyczny tych procesów w urządzeniu jest związany ze spełnieniem jednego z podstawowych praw fizycznych – zasady zachowania energii. Zasada zachowania energii pod względem matematycznym, jest najczęściej wyrażana za pomocą równań różniczkowych. Dlatego w rozwiniętych modelach diagnostycznych jako opis funkcjonowania obiektu występują równania różniczkowe, traktowane w tym przypadku również jako modele diagnostyczne urządzenia technicznego.

2. DIAGNOZOWANIE SILNIKA PODCZAS NAPĘDZANIA WAŁU KORBOEGO

W pracy [9] wykazano, że rozruch silnika tłokowego (napędzania wału korbowego przez rozrusznik elektryczny) jest procesem diagnostycznym – generuje sygnały wyjściowe, które zawierają informację o stanie jego zespołów. Napędzanie wału korbowego tłokowego silnika spalinowego przez układ rozruchowy jest w sensie diagnostycznym procesem przetwarzania jego parametrów stanu: moment oporu, rzeczywista moc mechaniczna rozrusznika, rzeczywista (użyteczna) pojemność akumulatora kwasowego, przełożenie między wieńcem koła zamachowego a zębniakiem rozrusznika w wartości odpowiednich parametrów diagnostycznych. Parametrami procesu o znaczeniu diagnostycznym są:

- natężenie prądu pobieranego przez rozrusznik – I ;
- napięcie na zaciskach obciążonego akumulatora (lub rozrusznika) – U ;
- prędkość obrotowa wału korbowego wymuszana przez rozrusznik – n .

Parametry te są ze sobą sprzężone – ściśle powiązane poprzez zbiór charakterystyk rozrusznika, czy bardziej dokładnie, zbiór charakterystyk układu rozruchowego, który poza wymienionymi wyżej zawiera również charakterystyki momentu siły rozrusznika (oraz mocy rozwijanej przez rozrusznik). Istnienie związków między parametrami oznacza, że zawierają one podobną informację o stanie obiektu diagnozy. Jak zaznaczono wyżej, najczęściej dla celów diagnostycznych wykorzystywane jest natężenie prądu pobieranego przez rozrusznik [3] ze względu na łatwość jego pomiaru, a przede wszystkim, że jako parametr diagnostyczny odznacza się największą czułością. Natężenie prądu pobieranego przez rozrusznik jest wykorzystywane w diagnostyce silnika do oceny jakościowej ciśnienia sprężania w cylindrach, tj. oceny równomierności sprężania w poszczególnych cylindrach. Nie wyznacza się natomiast na tej podstawie

bezwzględnej wartości ciśnienia sprężania wobec jego zależności od wielu czynników nie związanych z ciśnieniem sprężania ładunku powietrza.

Istnieje możliwość znacznego rozszerzenia zakresu wnioskowania diagnostycznego na podstawie sygnałów uzyskanych podczas napędzania wału korbowego [9]. Dla tego celu niezbędna jest znaczna rozbudowa modelu diagnostycznego o dalsze modele regresyjne elementów oraz modele ich funkcjonowania. Obiektem diagnozy może być kompletny układ: silnik spalinowy – rozrusznik – akumulator rozruchowy, gdyż współpraca i cechy wszystkich elementów decydują o przebiegu napędzania wału korbowego i generowaniu sygnałów diagnostycznych. Podstawowy model diagnostyczny silnika podczas napędzania wału korbowego przedstawiono również w pracy [9]. Głównym parametrem wejściowym wpływającym na charakterystyki napędzania wału silnika jest temperatura. Przede wszystkim charakteryzuje ona warunki zewnętrzne, w których realizowany jest proces, zwłaszcza przy założeniu, że układ pozostaje w stanie równowagi cieplnej z otoczeniem. Przy tym poszczególnym parametrom można przypisać następujące znaczenie diagnostyczne:

- natężenie prądu pobieranego przez rozrusznik – zawiera największą ilość informacji o stanie diagnozowanego układu. Charakteryzuje zdolność akumulatora do oddawania prądu w warunkach obciążenia, zależy od stanu rozrusznika charakteryzując związek między poborem prądu a wytworzonym momentem siły, zawiera informacje o wielkości momentu oporów ruchu silnika spalinowego, jeżeli charakterystyki rozrusznika są znane. Zawiera ono składową stałą i zmienną (jak i pozostałe parametry), co pozwala na przyporządkowanie ich do różnych miejsc powstawania oporów, a przede wszystkim wyodrębnienia składowej wynikającej z realizacji procesów sprężania ładunku powietrza;
- napięcie na zaciskach obciążonego akumulatora (lub rozrusznika) – zawiera informacje diagnostyczne o stanie źródła energii zasilającego rozrusznik. Jest wielkością zależną od pojemności znamionowej akumulatora wynikającej z jego budowy, natężenia pobieranego prądu, temperatury oraz stanu akumulatora (jego stopnia naładowania i stanu zużycia);
- prędkość obrotowa wału korbowego wymuszana przez rozrusznik – jest wypadkową cech elementów biorących udział w rozruchu: silnika jako obiektu reprezentowanego przez moment oporów ruchu, elektromechanicznych charakterystyk rozrusznika i zdolności rozruchowej akumulatora. Od jej wartości zależne są również parametry stanu silnika, np. jego moment oporów ruchu oraz diagnostyczne,

przede wszystkim ciśnienie sprężania powietrza w cylindrach silnika.

Jak zaznaczono wyżej, zastosowanie procedur diagnostycznych do oceny stanu urządzenia wymaga zbudowania modeli diagnostycznych obiektu, modeli opisujących funkcjonowanie jego układów oraz algorytmów diagnozowania. Wstępny algorytm diagnozowania kompletnego układu silnik – układ rozruchowy podano w pracy [9].

3. MODEL NAPĘDZANIA WAŁU KORBOWEGO PRZEZ ROZRUSZNIK

Kompletny model napędzania wału korbowego silnika przez rozrusznik powinien zawierać szereg równań charakteryzujących procesy zachodzące w poszczególnych układach funkcjonalnych silnika, mających istotny wpływ na zachodzące procesy. Należy przy tym podkreślić wzajemne związki występujące między charakterystykami poszczególnych elementów układu: silnika, akumulatora i rozrusznika. Model matematyczny napędzania wału korbowego przez rozrusznik powinien opisywać bilans energetyczny układów silnika w tych warunkach. Budowa modelu kompleksowego, ze względu na złożoność procesów, nie w pełni poddających się opisowi analitycznemu i wymagających dysponowania dużym zbiorem danych eksperymentalnych, jest zadaniem trudnym. Równaniem podstawowym modelu napędzania wału korbowego silnika tłokowego jest równanie pozwalające na wyznaczenie prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Równaniem tym jest równanie bilansu energii rozrusznika, które zgodnie z drugą zasadą dynamiki Newtona dla ruchu obrotowego można zapisać:

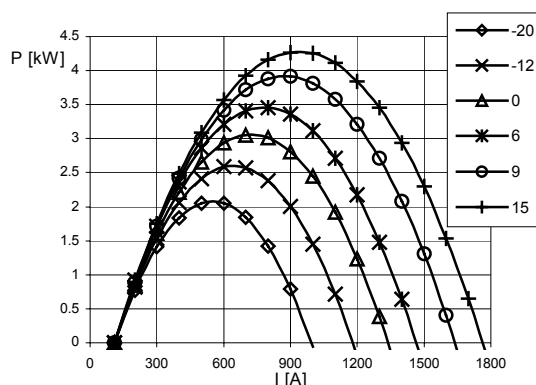
$$M_r + M_i = M_o + I \frac{d\omega}{dt} \quad (1)$$

gdzie: M_r – moment obrotowy (moment siły) rozrusznika, M_i – moment pochodzący od sił gazowych w cylindrach silnika, M_o – moment oporu silnika, I – moment bezwładności mas wirujących, ω – prędkość kątowna wału korbowego.

W powyższym równaniu wyodrębniono składową stałą i zmienną momentu oporu silnika. Składowa stała momentu oporu jest zależna od cech konstrukcyjnych silnika, lepkości oleju smarującego jak też prędkości obrotowej wału. Składowa zmienna pochodząca od sił gazowych jest tutaj szczególnie istotna z uwagi na przeznaczenie modelu do określania ciśnienia sprężania ładunku w cylindrach silnika. Z równania wynika, że dla sformułowania modelu napędzania wału korbowego konieczne jest opracowanie zasad i metod wyznaczenia charakterystyk momentu (i mocy) rozrusznika, zależnych od właściwości źródła energii – akumulatora, momentu oporów i momentu bezwładności mas wirujących silnika oraz momentu sił pochodzącego od sił gazowych.

3.1. Charakterystyki mocy rozrusznika

Z punktu widzenia spełnianych przez rozrusznik zadań najważniejszą jego charakterystyką jest zależność momentu od natężenia prądu. Moment siły rozrusznika jako funkcja natężenia prądu przepływającego przez rozrusznik zwiększa się prawie proporcjonalnie do wartości natężenia prądu i jest niezależny od cech źródła energii – charakterystyka momentu rozrusznika ma przebieg zależny tylko od wartości natężenia pobieranego prądu. Natomiast kształtując napięcie na zaciskach akumulatora można w szerokim zakresie zmieniać wartość prędkości wirnika i mocy rozrusznika. Dlatego charakterystyka podawana przez producenta nie jest bezpośrednio przydatna do analizy parametrów pracy rozrusznika w rzeczywistych warunkach napędzania wału korbowego silnika głównie ze względu na zmiany rezystancji wewnętrznej akumulatora wraz ze zmianą temperatury elektrolitu. Na rys. 1 przedstawiono rzeczywiste charakterystyki mocy rozrusznika R11g podczas napędzania wału silnika AD4.236 w różnych temperaturach otoczenia. W układzie smarowania silnika stosowano olej silnikowy mineralny klasy lepkości wg SAE 15W/40. Rozrusznik zasilano za pomocą akumulatorów o pojemności 120 Ah wychłodzonych do temperatury badania. Widoczna jest zmiana przebiegu rzeczywistej charakterystyki mocy rozrusznika wraz z obniżaniem wartości temperatury w kierunku malejących mocy maksymalnych oraz zmniejszania wartości prądu zwarcia, co wynika ze zmiany cech źródła prądu – akumulatora kwasowego.



Rys. 1. Przebieg charakterystyk mocy rozrusznika R11g dla różnych temperatur pracy podczas napędzania wału korbowego silnika AD4.236

Ponadto należy zauważyć, że podawane przez producentów charakterystyki rozruszników otrzymywane są na stanowiskach badawczych w warunkach obciążania ich stałym momentem siły. Podczas napędzania wału korbowego silnika moment oporu ulega znacznym zmianom powodowanym cyklicznością pracy (realizacją procesów sprężania ładunku w poszczególnych cylindrach silnika). Przebieg charakterystyk mocy

rozrusznika zbliżony do paraboli wskazuje na możliwość ich opisu za pomocą wielomianu drugiego stopnia [6] w zależności od natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik:

$$P = aI^2 + bI + c \quad (2)$$

gdzie: P – moc rozrusznika, [kW] lub [KM]; a , b , c – współczynniki funkcji regresji; I – natężenie prądu pobieranego przez rozrusznik [A].

Zatem charakterystyka rzeczywista mocy w konkretnych warunkach napędzania wału korbowego silnika nie jest znana. Ponieważ jest ona opisywana równaniem drugiego stopnia, współczynniki funkcji regresji można wyznaczyć, jeżeli na podstawie wyniku eksperymentu dane są trzy różne chwilowe punkty pracy rozrusznika. Wówczas należy rozwiązać układ trzech równań liniowych z trzema niewiadomymi współczynnikami a , b , c . Punktem stałym charakterystyki mocy rozrusznika jest punkt odpowiadający prądowi biegu jałowego, w którym wartość mocy jest równa zero. Jeżeli podczas napędzania wału korbowego silnika parametry pracy określane są na poziomie wartości średnich, można wówczas dokładnie określić tylko jeden punkt pracy rozrusznika. Na tej podstawie możliwe jest wyznaczenie dwu współczynników funkcji regresji. Spośród współczynników funkcji regresji, najmniejsze zmiany wykazuje współczynnik b występujący przy wyrazie liniowym [6]. Zatem jego wartość można przyjąć jako stałą, określoną na podstawie znanej charakterystyki mocy rozrusznika, np. podawanej przez producenta. W ten sposób, wykorzystując wynik eksperymentu można wyznaczyć charakterystykę mocy rozrusznika, a stąd przy znanej wartości momentu oporu, wartość prędkości obrotowej wirnika rozrusznika i wału korbowego silnika.

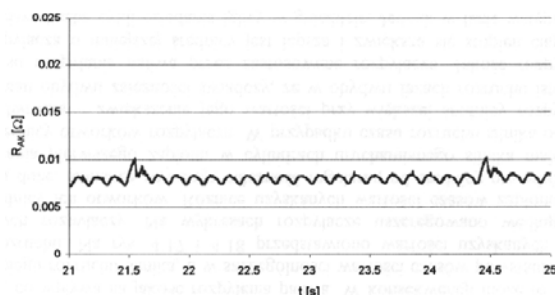
3.2. Charakterystyki akumulatora kwasowego

Zbiór charakterystyk mocy rozrusznika elektrycznego wykazuje zależność od parametrów źródła energii – akumulatora kwasowego. Przebiegi prędkości obrotowej wirnika oraz mocy rozrusznika zależne są od napięcia na zaciskach rozrusznika, a stąd od aktualnej zdolności rozruchowej akumulatora, jego stanu naładowania i temperatury. Dlatego właściwości akumulatora mają podstawowy wpływ na możliwość napędzania wału korbowego silnika spalinowego. Dla akumulatora kwasowego zależność napięcia od natężenia ma w przybliżeniu charakter liniowy. Napięcie na zaciskach obciążonego akumulatora zmienia się w funkcji temperatury wskutek zmian jego rezystancji wewnętrznej. Przy danym natężeniu pobieranego prądu napięcie na zaciskach akumulatora zależy więc od jego pojemności znamionowej Q , temperatury elektrolitu T oraz stanu naładowania k , który może być utożsamiany ze stanem technicznym źródła energii. Zależność napięcia na zaciskach akumulatora U od parametrów charakteryzujących jego stan (stopień naładowania) i obciążenie może

być w warunkach obciążenia stałego przyjęta jako funkcja liniowa typu:

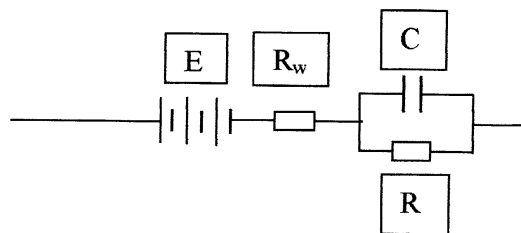
$$U = U(Q, I, T, k) \quad (3)$$

Pewnym problemem jest oznaczanie pojemności akumulatorów, a zwłaszcza ich zdolności rozruchowej przez różnych producentów według różnych norm. Najczęściej stosowane są normy: DIN (Deutsches Institut für Normung), IEC (International Electrotechnical Commission), EN (EURONORM – European standard), ISO (International Organization for Standardization), SAE (Society of Automotive Engineers). Ponadto podczas napędzania wału korbowego silnika wartość chwilowa natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik ulega znacznym zmianom. Powoduje to również znaczne zmiany chwilowej wartości rezystancji (modułu impedancji – zawady) akumulatora (rys. 2). Akumulator kwasowy jest więc źródłem prądu wykazującym znaczne cechy dynamiczne i chwilowe napięcie na jego zaciskach jest zależne od szybkości zmian natężenia pobieranego prądu. Cykliczność zmian rezystancji jest zgodna z cyklicznością prędkości obrotowej wału korbowego. Widoczne na rys. 2 dwukrotne nagłe zwiększenie wartości pozornej rezystancji akumulatora jest związane z wystąpieniem zapłonów w cylindrach silnika podczas próby rozruchowej. Wówczas następuje wzrost chwilowej prędkości obrotowej wału korbowego i towarzyszące mu zmniejszenie natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik. Ponieważ zmiany napięcia na zaciskach akumulatora „nie nadążają” za zmianami natężenia prądu, to oczywistym jest w tym przypadku wzrost pozornej rezystancji akumulatora.



Rys. 2. Zmiany pozornej rezystancji wewnętrznej akumulatora w warunkach rozruchu silnika

Stąd też na chwilową wartość rozwijanego momentu siły, a zwłaszcza mocy rozrusznika wpływają dynamiczne właściwości źródła energii – akumulatora, powodowane występowaniem siły elektromotorycznej polaryzacji elektrod. Jest ona powodowana zmianami stanu warstwy przyściennej płyt akumulatora oraz stężenia elektrolitu wokół nich. Dlatego elektryczny schemat zastępczy akumulatora kwasowego powinien być przedstawiany jak na rys. 3 [7]. Na schemacie E reprezentuje siłę elektromotoryczną akumulatora, R_w – opór wewnętrzny, C , R – parametry elektryczne związane z istnieniem siły elektromotorycznej polaryzacji.



Rys. 3. Elektryczny schemat zastępczy akumulatora kwasowego

Dynamiczne właściwości akumulatora kwasowego związane z jego siłą elektromotoryczną polaryzacji powodują, że podczas napędzania wału korbowego, przy zmiennym obciążeniu, rozrusznik uzyskuje korzystniejsze parametry efektywne aniżeli osiągałby w warunkach analogicznego obciążenia stałego. Oznacza to, że w chwili obciążenia prądem o wartości maksymalnej, napięcie na zaciskach akumulatora, a więc i rozrusznika jest odpowiednio większe, ale też przy obciążeniu prądem minimalnym pobieranym przez rozrusznik napięcie to jest niższe niż w warunkach obciążenia stacjonarnego.

3.3. Model przemian ładunku powietrza w cylindrze silnika

Jednym z podstawowych celów przedstawianej koncepcji modelu napędzania wału korbowego jest możliwość określenia, jako wtórnej informacji diagnostycznej, wartości ciśnienia sprężanego powietrza w cylindrach silnika. Stąd model przemian powietrza ma tu znaczenie zasadnicze. Proces przemiany gazu w cylindrze można opisać za pomocą zasady zachowania energii – I zasady termodynamiki w postaci różniczkowej dla układu otwartego:

$$dU = dQ - pdV + idm \quad (4)$$

gdzie:

- $dU = mdu + udm$ – zmiana energii wewnętrznej sprężanego w cylindrze ładunku powietrza (wyrażenie: $dU = mc_v dT$ – iloczyn masy powietrza m , jego ciepła właściwego c_v i przyrostu temperatury dT służy do wyznaczenia chwilowego przyrostu temperatury);
- dQ – ilość ciepła wymienianego przez ładunek ze ściankami;
- pdV – elementarna praca zmiany objętości;
- i – entalpia właściwa gazu ($I = U + pV$).

Zmianę energii i parametry ładunku w procesie przemian można wyznaczyć poprzez scałkowanie równania (4). Zarówno procesy wymiany ciepła jak też przepływu płynów w rzeczywistych układach fizycznych są opisywane z wykorzystaniem wyznaczanych eksperymentalnie współczynników: przejmowania ciepła oraz natężenia lub oporu

przepływu. Dobór lub wyznaczenie ich wartości stanowi podstawowy problem przy opracowaniu omawianego modelu przemian powietrza. Znanych jest wiele formuł empirycznych określających wartość współczynnika przejmowania ciepła w komorach sprężania silników, zamieszczonych m.in. w pracy [10]. Formuły te mają najczęściej postać ogólną:

$$\alpha = A(v_t p)^a (d)^b (T)^c \quad (5)$$

gdzie: A , a , b , c – parametry stałe, v_t – średnia prędkość tłoka, d – średnica cylindra.

W proponowanym modelu obliczeń parametrów gazu w cylindrze wybrano [8] stosowanie wzorów Woschni, które innymi zależnościami opisują przejmowanie ciepła w fazie wymiany ładunku i przy zamkniętych zaworach układu rozrządu. Ponieważ wyrażenie określające wartość współczynnika przejmowania ciepła przyjęto na podstawie dostępnych danych literaturowych, wartość drugiego eksperymentalnie określanego parametru charakteryzującego przepływ powietrza przez nieszczelności zespołu tłok-cylinder przyjęto na podstawie wyników badań własnych. Przepływ powietrza może być traktowany jako przepływ płynu nieściśliwego lub ściśliwego. Duże różnice ciśnienia pomiędzy przestrzenią cylindra i skrzyni korbowej wskazują na możliwy nawet nadkrytyczny charakter przepływu, jednak z drugiej strony duże opory przepływu przez uszczelnienia pierścieniowe powodują znaczne ograniczenie prędkości przepływu powietrza. Przyjmując dla nieszczelności zespołu tłok-pierścienie-cylinder model pojedynczej szczeliny pierścieniowej, dla przepływu powietrza zdefiniowano jednostkowy liniowy współczynnik objętościowego natężenia przepływu μ_l , wobec czego objętość ΔV powietrza przepływającego w czasie Δt można wyrazić (jeżeli rozpatrywany jest przepływ płynu nieściśliwego):

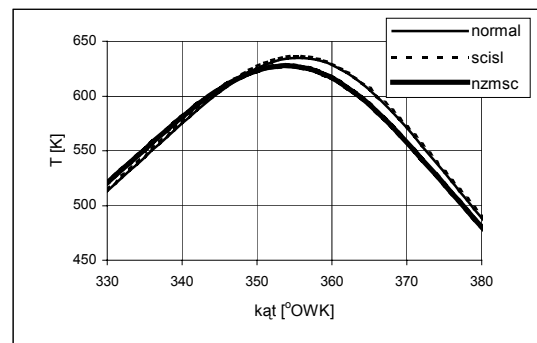
$$\Delta V = \pi d \mu_l \Delta t \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (6)$$

gdzie: d – średnica cylindra, Δp – różnica ciśnień w cylindrze i skrzyni korbowej silnika, ρ – gęstość powietrza w cylindrze (dla przepływu płynu ściśliwego należy uwzględnić odpowiednią zmianę formuły określającej prędkość przepływu [11]).

Wartość zdefiniowanego wyżej jednostkowego liniowego współczynnika objętościowego natężenia przepływu przyjmuje się tak, aby obliczona na podstawie modelu i zmierzona eksperymentalnie wartość maksymalna ciśnienia sprężania ładunku powietrza w cylindrze były równe. Jak zaznaczono wyżej, chwilowa wartość prędkości obrotowej wału korbowego napędzanego przez elektryczny układ rozruchowy zmienia się w znacznym stopniu. Współczynnik nierównomierności napędzania wału korbowego silnika przez elektryczny układ rozruchowy w warunkach niskiej temperatury może osiągać wartości do około 0,3 (większe wartości występują w zakresie bardzo niskiej temperatury lub złym stanie naładowania akumulatora). Aktualnie

brak jest dostatecznych danych do jej wyznaczenia analitycznego i w tym zakresie można się jedynie posłużyć wynikami eksperymentu. Dla określenia istotności wpływu poszczególnych założeń dotyczących modelu przemian gazu w cylindrze na uzyskiwane wyniki obliczeń, na rys. 4 przedstawiono fragment przebiegu (otoczenie GMP) zależności obliczonych wartości temperatury ładunku powietrza dla różnych warunków jego przepływu przez nieszczelności zespołu tłok-cylinder oraz zmian prędkości chwilowej wału korbowego (wartość średnia – 120 obr/min, temperatura otoczenia 260 K). Obliczenia dotyczą silnika AD4.236, a na rysunku przyjęto następujące oznaczenia:

- *normal* – założony przepływ nieściśliwy, prędkość obrotowa stała;
- *scisl* – przepływ gazu ściśliwy, prędkość stała;
- *nzmsc* – przepływ gazu ściśliwy, prędkość zmienna.



Rys. 4. Fragment zależności obliczonych wartości temperatury ładunku od kąta obrotu wału korbowego dla różnych warunków przepływu gazu i zmian prędkości obrotowej wału

Dla każdego z rozpatrywanych procesów przemian gazu konieczne było przyjęcie różnych wartości współczynnika objętościowego natężenia przepływu, przy zachowaniu kryterium równości wartości ciśnień maksymalnych. Z rysunku wynika, że różnice obliczonych wartości temperatur są nieznaczne niezależnie od przyjętego mechanizmu przepływu powietrza, nieco większe znaczenie ma uwzględnienie zmian chwilowej prędkości obrotowej wału korbowego. Maksymalne względne różnice wartości parametrów charakteryzujących przebiegi, tj. temperatury, ciśnienia i ubytku masy powietrza w odniesieniu do wyników przebiegu traktowanego jako przepływ nieściśliwy przy stałej prędkości obrotowej są równe:

- dla przebiegu uwzględniającego przepływ płynu ściśliwego przy stałej prędkości wału korbowego: temperatura – 0,55 %, ciśnienie – 2 % (największe poza GMP tłoka ok. 430 °OWK), ubytek masy – 1,5 %;
- dla przebiegu uwzględniającego przepływ płynu ściśliwego przy zmiennej chwilowej prędkości wału korbowego: temperatura – 2,3 %, ciśnienie – 9 % (największe poza GMP tłoka ok. 430 °OWK), ubytek masy – 8 % (ok. 430 °OWK).

3.4. Moment oporów ruchu wału korbowego silnika

Przyczynami powstawania momentu oporów ruchu wału korbowego tłokowego silnika spalinowego są opory tarcia w skojarzeniach tribologicznych, siły i momenty bezwładności oraz siły pochodzące od sprężania powietrza w cylindrach. Na moment oporu kompletnego silnika pochodzący od sił tarcia składają się straty powstające w głównych jego skojarzeniach tribologicznych, do których zalicza się:

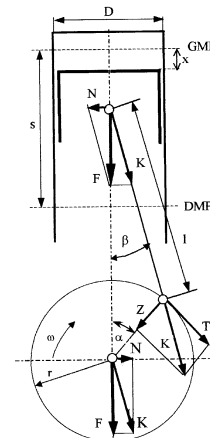
- układ korbowo-tłokowy – wyodrębnia się opory tarcia łożysk głównych i korbodowodowych wału korbowego oraz tarcia tłoków i pierścieni tłokowych o powierzchnię cylindrów. Udział oporu układu korbowo-tłokowego w wielkości momentu oporu kompletnego silnika jest największy, szczególnie w warunkach niskich temperatur wzrasta udział strat tarcia łożysk wału korbowego, co wskazuje na decydujący wpływ wzrostu lepkości oleju;
- sprężanie powietrza w cylindrach silnika – opory ruchu wynikają z wykonania pracy sprężania przez tłok oraz dodatkowego nacisku w skojarzeniach tribologicznych układu korbowego;
- urządzenia pomocnicze – układ zasilania paliwem, pompa oleju, pompa płynu chłodzącego, wentylator, prądnica, sprężarka powietrza;
- układ rozrządu.

W tak skomplikowanym systemie tribologicznym, jakim jest tłokowy silnik spalinowy opory tarcia nie mogą być wyznaczone analitycznie, lecz jedynie na podstawie danych eksperymentalnych w postaci zależności regresyjnej. W literaturze istnieje wiele wzorów empirycznych [1], określających wartość średniego momentu oporu silnika w warunkach rozruchu, czyli napędzania wału korbowego za pomocą rozrusznika. Wiążą one moment oporu głównie z prędkością obrotową wału korbowego n (lub prędkością średnią tłoka), lepkością kinematyczną oleju smarującego ν i rozmiarami silnika i różnią się między sobą wartościami stałych współczynników. W pracy [2], na podstawie analizy wyznaczonych wartości momentu oporu silników o zapłonie samoczynnym, których badania rozruchowe były realizowane w Wojskowej Akademii Technicznej, do podanych w pracy [1] wzorów wprowadzono współczynnik D korygujący istniejące formuły empiryczne. Wartości średnie współczynnika korekcyjnego były różne dla silników o liczbie cylindrów równej 6, 4 lub 3 oraz 2. Zależności te ostatecznie mają więc postać ogólną:

$$M_o = kAD\nu^a n^b \quad (7)$$

gdzie: k , a , b – parametry stałe, A – parametr uwzględniający wymiary głównych powierzchni trących silnika.

Rozruchowy moment oporu nie jest wielkością stałą w trakcie jednego cyklu pracy silnika. Jego zmienność wynika z cykliczności realizacji pracy sprężania ładunku w poszczególnych cylindrach i wywieranego przez ciśnienie gazu nacisku na tłok, a stąd i na łożyska wału korbowego. Na rys. 5 przedstawiono rozkład sił w mechanizmie korbowym silnika pochodzących od sił gazowych – ciśnienia sprężanego w cylindrze powietrza. Siły gazowe stanowią bezpośrednio obciążenie łożysk wału korbowego i zwiększają moment oporu niezbędny do zrównoważenia sił tarcia w łożyskach (podczas napędzania wału korbowego przez rozrusznik w jego łożyskach występuje tarcie płynne lub graniczne) oraz powstanie siły bocznej N działającej na tłok i będącej przyczyną występowania oporów tarcia tłoka o gładź cylindra. Ponadto siły gazowe powodują powstanie momentu oporu pochodzącego od siły składowej T , który musi być zrównoważony przez moment siły rozrusznika dla wykonania pracy sprężania ładunku. Wzajemne relacje między tymi składowymi oporów pochodzących od ciśnienia sprężonych gazów decydują o wielkości chwilowej wartości składowej zmiennej momentu oporu silnika. Dla modelu diagnostycznego określenie relacji odwrotnej stanowi podstawę do uzyskania użytecznej dla określenia stanu silnika informacji diagnostycznej.



Rys. 5. Rozkład sił w mechanizmie korbowym

Należy również podkreślić istotną rolę momentu bezwładności mas silnika znajdujących się w ruchu obrotowym na charakterystykę zmian średniego i chwilowego momentu oporu silnika, a co za tym idzie natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik oraz prędkości obrotowej napędzanego wału korbowego. Zgodnie z równaniem (1) moment bezwładności mas wirujących pełni rolę czynnika stabilizującego obciążenie rozrusznika. Zatem jego zwiększenie powoduje zmniejszenie stopnia nierównomierności prędkości obrotowej wału korbowego i natężenia prądu rozrusznika. Jednak wpływa on również na wartość średniej prędkości obrotowej wału korbowego (obciążenia rozrusznika momentem siły i natężenia pobieranego prądu) powodując jej zwiększanie wraz ze wzrostem wartości momentu bezwładności mas wirujących

[7]. Fakt zwiększenia wartości średniej prędkości obrotowej wraz ze wzrostem momentu bezwładności wynika z cech dynamicznych układu rozruchowego.

4. PODSUMOWANIE

Współczesne metody i środki diagnostyki technicznej umożliwiają szerokie jej stosowanie we wszystkich etapach istnienia urządzeń technicznych oraz zmianę zasad wnioskowania diagnostycznego. Zmiana zasad polega na coraz szerszym zakresie przetwarzania pierwotnej informacji diagnostycznej i uzyskiwanie informacji wtórnej przy wykorzystaniu modeli funkcjonowania urządzeń lub tych ich elementów, których proces diagnostyczny dotyczy. Sygnały wyjściowe procesu napędzania wału korbowego silnika przez rozrusznik elektryczny: natężenie pobieranego przez rozrusznik prądu, napięcie na zaciskach akumulatora i prędkość obrotowa wału korbowego mogą być traktowane jako parametry diagnostyczne silnika i jego układu rozruchowego. Istotne przy tym jest zwiększenie zakresu decyzji diagnostycznych na podstawie wtórnej informacji diagnostycznej. Zaproponowany model napędzania wału korbowego przez rozrusznik, którego koncepcję przedstawiono, może stanowić podstawę do realizacji dalszych prac analitycznych i badań eksperymentalnych mających na celu opracowanie kompletnej metody diagnostycznej.

LITERATURA

- [1] Чишков Ю. П.: Сопротивление прокручиванию валов автомобильных двигателей при электростартерном пуске; Известия Высших Учебных Заведений, Машиностроение, Nr 10, 1971.
- [2] Dziubak T., Pszczółkowski J.: Rozruchowy moment oporu silników spalinowych; Biuletyn WAT, nr 8–9, 1999r, str.: 149 ÷ 166.
- [3] Hebda M., Niziński S., Pelc H.: Podstawy diagnostyki pojazdów Mechanicznych; WKŁ, Warszawa, 1980.
- [4] Pięta A., Juszcak M., Olchowik W., Trawiński G.: Komputerowy zestaw diagnostyczny silników 359, KONSPAL'96, Wrocław, 1996.
- [5] Pięta A., Trawiński G.: Ocena szczelności cylindrów na podstawie pomiarów chwilowej prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Journal of KONES. Nr 3-4, 2004r, str.: 100 ÷ 107.
- [6] Pszczółkowski J.: Metoda wyznaczania charakterystyki mocy rozrusznika; Biuletyn WAT, nr 9, 2001r, str.: 143 ÷ 157.
- [7] Pszczółkowski J., Koliński K.: Napędzanie wału korbowego silnika przez elektryczny układ rozruchowy. 28th International Scientific Conference on Combustion Engines KONES 2002, Jurata, 2002. str. 208 – 215.
- [8] Pszczółkowski J., Koliński K.: Problemy modelowania obiegu termodynamicznego silnika w warunkach rozruchu; Konstrukcja, Badania, Eksploatacja, Technologia Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych. Polska Akademia Nauk, Oddział w Krakowie, Zeszyt Nr 26-27, Kraków 2003, str. 417 ÷ 424.
- [9] J. Pszczółkowski: Rozruch silnika tłokowego jako proces diagnostyczny. Diagnostyka, vol. 27, 2002, str.: 48 – 53.
- [10] S. Wiśniewski: Obciążenia cieplne silników tłokowych; WKŁ, Warszawa, 1972.
- [11] S. Wiśniewski: Termodynamika techniczna; WNT, Warszawa, 1980.

Dr inż. Kazimierz KOLIŃSKI – Kierownik Zakładu



Silników Pojazdów Mechanicznych w Instytucie Pojazdów Mechanicznych i Transportu Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie. Zajmuje się problematyką eksploatacji pojazdów mechanicznych i urządzeń specjalnych w warunkach niskich temperatur otoczenia.

Dr inż. Józef PSZCZÓŁKOWSKI jest adiunktem



w Instytucie Pojazdów Mechanicznych i Transportu WAT. Zajmuje się problemami rozruchu silników spalinowych w niskiej temperaturze.

PEWNOŚĆ DIAGNOZY STANU MASZYN W PODEJŚCIU JEDNO I WIELOWYMIAROWYM

Magdalena KRAKOWIAK, Czesław CEMPEL
Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej, Zakład Wibroakustyki i Bio Dynamiki Systemów
email: magdalena.krakowiak@put.poznan.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono problematykę związaną z badaniami możliwości wielowymiarowej diagnostyki stanu maszyn. Zaprezentowano przejście od macierzy obserwacji diagnostycznej obiektu i wykorzystanie dostępnych narzędzi wnioskowania diagnostycznego w środowisku Matlab. Pokazano między innymi wyznaczenie wartości granicznych symptomu i prognozy. W pracy porównano rezultaty uzyskane po zastosowaniu prognozy najpierw jedno a następnie wielowymiarowej, aby w końcowej fazie ocenić zysk wielowymiarowości w diagnostyce wybranych obiektów.

Słowa kluczowe: wielowymiarowość, macierz obserwacji, symptom, czas resztkowy, niezawodność symptomowa, dekompozycja SVD.

RELIABILITY OF CONDITION ASSESSMENT IN A SINGLE AND MULTI DIMENSIONAL APPROACH

Summary

The paper presents introductory consideration of the reliability of condition assessment, when using one symptom approach against the symptom observation matrix in the multidimensional condition monitoring. The comparison was made by using some software for condition assessment and forecasting prepared in the MATLAB environment, and basing on real symptoms used in vibration condition monitoring of the railroad diesel engines. The residual system life time was used as the quantity of comparison in a single and multi dimensional case. It was found in a given case, that multidimensionality can give us more reliability of assessment of the engine residual life.

Keywords: Symptoms of condition, observation matrix, singular value decomposition, symptom reliability, residual life.

1. WSTĘP

Celem diagnostyki technicznej powstałej na potrzeby użytkowników coraz bardziej skomplikowanych obiektów technicznych jest podwyższenie trwałości, niezawodności oraz efektywności ich działania. Znajomość stanu technicznego urządzenia niezbędna jest do podejmowania decyzji w każdej fazie życia maszyny tzn. w fazach jej konstruowania, wytwarzania i eksploatacji. Diagnostyka jako pojęcie została przedstawiona przez Pszczółkowskiego[1] a dostosowana do potrzeb oceny stanu maszyn jako wyodrębnienie i określenie trzech podstawowych bloków tematycznych:

- Diagnostyka - określenie bieżącego stanu technicznego,
- Geneza - określenie przyczyn zaistniałego stanu,
- Prognoza - określenie horyzontu czasowego przyszłej zmiany stanu technicznego.

Od strony wykonawczej diagnostyka eksploatacyjna sprowadza się do pomiarów

dostępnych dla **obserwacji symptomów**¹ stanu technicznego i wnioskowania na podstawie uzyskanego zbioru danych o rozpatrywanym obiekcie.

W diagnostyce maszyn zainteresowani jesteśmy ewolucją stanu konkretnego obiektu, która zachodzi w cyklu życia θ urządzenia ($0 \leq \theta \leq \theta_b$). Wiadomo jednak, że w pracujących maszynach rozwija się wiele uszkodzeń, tzn. ich przestrzeń uszkodzeń jest wielowymiarowa. Zatem mając możliwość wielowymiarowej obserwacji stanu obiektu należy to wykorzystać do uchwycenia i diagnozowania zużyciowej wielowymiarowości obiektów. Należy przejść, zatem do diagnostyki wielu uszkodzeniowej obiektów.

Celem niniejszej pracy jest pokazanie zysku wielowymiarowości przy wykorzystaniu wyników obserwacji diagnostycznej z badanych diagnostycznie obiektów: silników spalinowych. Dla wykazania tego przetworzymy ich macierze obserwacji w specjalnych programach obliczeniowych takich jak, **pcainfo.m**, **diaginfo.m**

¹ Symptomem nazywamy wielkość dostępną pomiarowo i proporcjonalną do poszukiwanego stanu technicznego.

dem8.m, opracowanych w zespole ZWBDS. Analizie poddane zostaną symptomy z krzywych życia obiektów potrzebne do uzyskania informacji o zużyciu obiektu. Symptomy te poddane zostaną zarówno jedno jak i wielowymiarowym przetworzeniom tak, by następnie dokonać ich prognozy i oceny stanu jedno i wielowymiarowej. Szczególnie istotną informacją będzie czas pojawienia się **stanu alarmowego** i oszacowany **resztkowy czas życia** potrzebny do stałej obserwacji obiektu i zaplanowania odnowy.

2. WIELOWYMIAROWA OBSERWACJA DIAGNOSTYCZNA

Wcześniej już (DAMAS 99 w Dublinie) zdefiniowano pojęcie symptomowej macierzy obserwacji obiektu [2]. Tworząca tą macierz obserwacja wierszowego wektora symptomów stanu technicznego polega na wykonaniu kilkudziesięciu równo odległych o $\Delta\theta$ odczytów wartości wektora w kolejnych chwilach cyklu życia θ obiektu $0 \leq \theta \leq \theta_b$. [2] W ten sposób otrzymuje się macierz obserwacji, której kolumny (**r**) odzwierciedlają obserwowane symptomy, a wiersze (**p**) łączną liczbę kolejnych realizacji obserwacji. Wiadomo także [8], że maksimum informacji diagnostycznej uzyskujemy z symptomowej macierzy obserwacji, jeśli wycentrujemy i znormalizujemy wszystkie odczyty do wartości początkowej danego symptomu. $S_m(0) = S_{0m}$; $[S_m] = [S_1, \dots, S_r]$. Do uzyskanej w ten sposób bezwymiarowej macierzy obserwacji stosuje się procedurę rozkładu względem wartości szczególnych (SVD), [4] uzyskując,

$$O_{pr} = U_{pp} * \Sigma_{pr} * V_{rr}^T, \quad T\text{-transpozycja}, \quad (1)$$

gdzie U_{pp} to p wymiarowa ortogonalna macierz lewostronnych wektorów szczególnych, a V_{rr} r wymiarowa ortogonalna macierz prawostronnych wektorów szczególnych, oraz diagonalna macierz wartości szczególnych Σ_{pr} o własnościach jak niżej: $\Sigma_{pr} = \text{diag}(\sigma_1, \dots, \sigma_l)$, oraz $\sigma_1 > \sigma_2 > \dots > \sigma_u > 0$, $\sigma_{u+1} = \dots = \sigma_l = 0$, $l = \max(p, r)$, $u = \min(p, r)$.

Rozkład SVD można prowadzić po wykonaniu każdej obserwacji; $n=1, \dots, p$, i śledzić w ten sposób ewolucję uszkodzeń o domniemanych intensywnościach $F_t(\theta)$, $t=1, 2, \dots, u$ w obiekcie. Oznacza to, że z pośród r mierzonych symptomów możemy uzyskać tylko $u < r$ niezależnych informacji o rozwijających się uszkodzeniach F_t . Zakładamy, bowiem, że podczas życia obiektu mogą się równolegle rozwijać niezależne uszkodzenia w obiekcie $F_t(\theta_n)$, $t=1, 2, \dots$.

Postulujemy, zatem, że po wykonaniu rozkładu macierzy uszkodzenie F_t opisuje para wielkości; **SD_t** -to uogólniony symptom uszkodzenia t, oraz σ_t – to wartość szczególna określająca intensywność uszkodzenia. Uogólniony symptom uszkodzenia można otrzymać jako iloczyn prawostronny macierzy obserwacji i wektora v_t [2].

$$SD_t = O_{pr} * v_t = u_t * \sigma_t, \quad (3)$$

O_{pr} - macierz obserwacji diagnostycznej.

Dla danego czasu życia θ zaawansowanie zużycia uszkodzenia $F_t(\theta_n)$, może być odzwierciedlone przez wartość szczególną $\sigma_t(\theta_n)$, natomiast jego chwilowa ewolucja przez SD_t . Postulujemy zatem równoważność w całym czasie życia obiektu

$$SD_t(\theta) \sim F_t(\theta). \quad (4)$$

Wiadomo, że proces zużywania się obiektu nie jest jednowymiarowy, ponieważ w czasie życia maszyny rozwija się wiele uszkodzeń z różną intensywnością. Zarysowana wyżej możliwość wielowymiarowej obserwacji stanu obiektu pozwala wykorzystać ją do uchwycenia i diagnozowania zużyciowej wielowymiarowości obiektów.

Diagnoza stanu obiektu to jak wspomniane zostało wcześniej: ocena stanu, określenie przyczyn tego stanu, a także określenie prognozy zmian tego stanu [3]. Do uzyskania informacji o zużyciu obiektu w pracy wykorzystano, dane z obserwacji drganiowej silników Diesla². W wybranym jednym punkcie wykonywano, co 10 tyś. km pomiary kilkunastu symptomów drganiowych. Mierzonymi wielkościami drganiowymi były amplitudy przyspieszenia, prędkości, przemieszczeń drgań i częstości Rice'a odpowiednich procesów. Badania takie wykonywane były w całym cyklu życia silnika $0 \leq \theta \leq \theta_b$, od uruchomienia poremontowego $\theta = 0$, aż do uszkodzenia po kolejnej naprawie θ_b . Dla tych danych będziemy oceniać stan przez bliskość wartości alarmowej i oceniać prognozę resztkowego czasu życia.

3. DOSTĘPNE NARZĘDZIA WNIOSKOWANIA DIAGNOSTYCZNEGO

Diagnostyka eksploatacyjna wymaga umiejętności prognozowania przyszłej zmiany stanu, a mając dane symptomowe stanu obiektu można przejść do wykonania jego diagnozy tzn. określić przyczynę stanu oraz określić czas, przy którym nastąpi zmiana tego stanu i jej przyczyny. Podczas wieloletnich prac nad diagnostyką maszyn opracowano w zespole ZWBDS wiele programów informatycznych napisanych w systemie MATLAB między innymi: **dem8.m**, **diaginfo.m** i **pcainfo.m**, które przetwarzają pojedynczy symptom i macierz obserwacji diagnostycznej. W naszej pracy jednowymiarowy program **dem8.m** przetwarza wybraną kolumnę (symptom) macierzy obserwacji, natomiast programy: **diaginfo.m** i **pcainfo.m** przetwarzają całą macierz obserwacji, a więc już wykorzystują wielowymiarowość. W macierzy tej (w kolumnach znajdują się obserwowane symptomy a w wierszach realizacje kolejnych obserwacji).

² Serdeczne podziękowania dla prof. F.

Tomaszewskiego za użyczenie wyników jego dawnych badań w postaci symptomowych macierzy obserwacji.

W naszych rozważaniach uwzględnimy macierze wybranych obiektów silników np. (sil54d2).

3.1. Wyznaczanie wartości granicznych symptomu

Wyznaczenie jednowymiarowej prognozy stanu obiektu na podstawie 5 uzyskanych pojedynczych krzywych życia możliwe jest poprzez zastosowanie programu dem8.m. Na podstawie uzyskanych histogramów wyodrębnionych dla każdego z symptomów można przetworzyć wybraną pojedynczą kolumnę macierzy obserwacji. Kategorią wyboru jest w tym programie najlepszy symptom, poddany zostaje on następnie „działaniu” odpowiednich funkcji rozkładu prawdopodobieństwa symptomu, odpowiadającym rozkładom powszechnie stosowanym w statystyce a zwłaszcza w teorii niezawodności.

W eksploatacji maszyn pojęcie **niezawodności czasowej** $R(\theta)$ definiuje się jako prawdopodobieństwo poprawnej pracy w zadanych warunkach do określonej chwili czasu życia θ . W dziedzinie symptomu Cempel w swoich pracach definiuje niezawodność symptomową jako [5]

$$R(S) = \int_s^{\infty} p(S(\Theta)) dS = P(S(\Theta) \geq S), \quad (5)$$

gdzie $p(S(\theta))$ jest gęstością prawdopodobieństwa mierzonego symptomu obserwowanego na populacji obiektów w stanie zdatności, S - symptom, dla którego określane jest $R(S)$. Konieczne jest tutaj wyjaśnienie przejścia w dziedzinę symptomu i zdefiniowania pojęcia **niezawodności symptomowej**.

Jeśli znana jest monotonicznie rosnąca funkcja $S(\Theta)$ a symptom S i miarę eksploatacji Θ potraktujemy jako dwie zmienne losowe to można zapisać następującą relację [10]:

$$p(S) ds = p(\Theta) d\Theta. \quad (6)$$

Ważnym czynnikiem jest przyjęcie postaci funkcji rozkładu $p(\Theta)$. Przyjmuje się w pierwszym podejściu równomierny odstęp pomiarów, co w efekcie daje $p(\Theta) = \frac{1}{\Theta_b}$ dla przedziału czasu

$\langle 0, \Theta_b \rangle$, oraz 0 poza nim. Poprzez scałkowanie tego ostatniego wyrażenia w podanych granicach można sprawdzić, że spełnia ono definicję gęstości prawdopodobieństwa. Aby wyznaczyć odpowiednie prawdopodobieństwa $p(s)$ trzeba z równania:

$$\frac{S(D)}{S_0} = -\ln(1 - D)^{\frac{1}{\gamma}}, \text{ modelu typu Weibulla,}$$

$(D = \frac{\Theta}{\Theta_b})$ - bezwymiarowy unormowany czas życia.)

wyznaczyć $\Theta(S)$ i obliczyć pochodną $\frac{d\Theta(S)}{dS}$.

Otrzymuje się w ten sposób odpowiednie funkcje rozkładów prawdopodobieństwa symptomu $p(S)$.

O odpowiadające rozkładom stosowanym w statystyce i teorii niezawodności.

Na podstawie założenia o równomiernym rozkładzie czasu obserwacji można uzyskać relację wiążącą $R(S)$ z czasem granicznym, a znając bezwymiarowy czas resztkowy w danej chwili i ostatnią wartość symptomu można wyznaczyć prognozowane wartości symptomu S w wyznaczonym horyzoncie prognozy [9]. Wykorzystując regułę Neymana- Pearsona i zadane modele $R(S)$ oszacować można wartości graniczne symptomu przy założonym prawdopodobieństwie błędnej decyzji diagnostycznej [6].

$$G \int_{S_g}^{\infty} p(S) dS = GR(S_g) = A, \quad (7)$$

gdzie G - żądana gotowość grupy maszyn, S_g - wartość graniczna symptomu, A -przyjęte dopuszczalne prawdopodobieństwo zbędnych remontów, $p(S)$ -gęstość prawdopodobieństwa rozkładu symptomu.

Modele niezawodności symptomowej dotyczące rozkładów symptomów, które teoretycznie mogą opisywać doświadczalny rozkład są przedstawione w [6]. Dla jednoparametrowego rozkładu Weibulla mamy:

$$R(S) = e^{-\left(\frac{S}{S_0}\right)^{\gamma}} \quad (8)$$

gdzie: $S_0 = S(\Theta=0)$,

γ -współczynnik kształtu rozkładu wyznaczany w każdym konkretnym przypadku.

Dla rozkładów typu Pareto, Frechet'a definicje niezawodności symptomowej oraz wyznaczanie wartości granicznej przedstawione zostały w pracy [11]. W tej pracy skupimy się tylko na przykładzie rozkładu symptomów Weibulla, gdyż jest on najczęściej występującym w rozpatrywanych przykładach analizowanych obiektów.

Wychodząc z pojęcia niezawodności symptomowej wprowadzić można także wielkość nazwaną resztkowym **czasem do awarii** ΔD_n wyrażonym zależnością uzyskaną z (6):

$$\int_S^{\infty} p(S) ds = \int_{\theta}^{\theta_b} \frac{d\theta}{\theta_b} = R(S) = 1 - D_n = \Delta D_n$$

$$\Delta D_n = 1 - D_n. \quad (9)$$

Wykorzystując powyższą relację i znając estymowany współczynnik γ można, wiążąc czas życia z $R(S)$ wyrazić go w funkcji mierzonego symptomu. Dla rozkładu Weibulla przedstawia się on następująco:

$$D_n = 1 - e^{-\left(\frac{S(D)}{S_0}\right)^{\gamma}}, \quad (10)$$

W powiązaniu z szacowaną wartością graniczną symptomu (7) zależność ta przyjmie postać (w przypadku rozkładu Weibulla):

$$\frac{Sg}{S_0} = \left[-\ln\left(\frac{A}{G}\right) \right]^{\frac{1}{\gamma}}. \quad (11)$$

Wspomnieć należy, że wartość graniczną powinno się uważać za wartość nieprzekraczalną dla danego symptomu. Wyróżnić można jeszcze wartość alarmową, **Sa**, której przekroczenie jest sygnałem, że maszyna jest bliska awarii i konieczna jest jej ciągła obserwacja. Wartość alarmową otrzymamy zakładając, że $R(S_a)$, jest pewną wielokrotnością wartości niezawodności dla symptomu granicznego:

$$R(S_a) = cR(Sg), \quad (12)$$

Wartość c przyjmuje się z zakresu od 2 do 5[9]. Potrzebne jeszcze oszacowania **gotowości G** można dokonać za pomocą wzoru [7]

$$G = \frac{T_z}{T_z + T_n}, \quad (13)$$

T_z - średni czas poprawnej pracy maszyny, T_n średni czas koniecznych napraw.

Wartość A ze wzoru (7) można także oszacować za pomocą zależności:

$$A = \mu(1-G). \quad (14)$$

Współczynnik bezpieczeństwa μ można przyjąć jako: $\mu=1\div3$ dla mało odpowiedzialnych maszyn i $\mu=3\div10$ dla maszyn odpowiedzialnych [9]. W tej pracy do celów obliczeniowych przyjęto gotowość grupy obiektów $G=0.9$ oraz procent zbędnych remontów $A=0.01$.

3.2. Narzędzia diagnozowania wielowymiarowego

Obserwacja stanu obiektu pozwala diagnozować jego proces zużywania się w stopniu wielowymiarowym, przechodząc do diagnostyki wieloszkodzeniowej. Do pokazania zysku wielowymiarowości przetworzone zostaną macierze obserwacji danych obiektów za pomocą programów informatycznych przeznaczonych do tego celu takich jak: **diaginfo.m** i **pcainfo.m**.

Program diaginfo.m wykorzystuje się do przetworzenia macierzy obserwacji diagnostycznej i zastosowaniu procedury SVD (Singular Value Decomposition) dla danej macierzy obserwacji. W przypadku tej pracy danych silnika spalinowego sil54d2, skrót ten oznacza, że jest to silnik sil54, a d2 jest punktem pomiarowym Program powala na obserwację całej „rodziny” krzywych symptomowych, ich % udział w zawartości informacji diagnostycznych o niezależnych uszkodzeniach w macierzy obserwacji. Obecnie zawartość tego programu została zaimplementowana do nowszej wersji, jaką jest program **pcainfo.m**. Pozwala on również na wykrycie niezależnych dyskryminant SD_i i ich miar zaawansowania σ_i . Dyskryminanty SD_i oraz wartości szczególne σ_i

mogą obrazować całościowe zaawansowanie zużycia w obiekcie, jak niżej. Postulujemy, zatem, że:

Zaawansowanie pojedynczego uogólnionego uszkodzenia będzie opisywane przez symptom uogólniony:

$$SD_i(\theta) \sim F_i(\theta). \quad (15)$$

Zaawansowanie całości procesów zużyciowych zaś przez sumę symptomów uogólnionych:

$$SD(\theta) = \sum_{i=1}^{\bar{z}} |SD_i(\theta)| = \sum_{i=1}^{\bar{z}} |\sigma_i(\theta) \cdot u_i(\theta)| \sim \sum_{i=1}^{\bar{z}} |F_i(\theta)| = P(\theta) \quad (16)$$

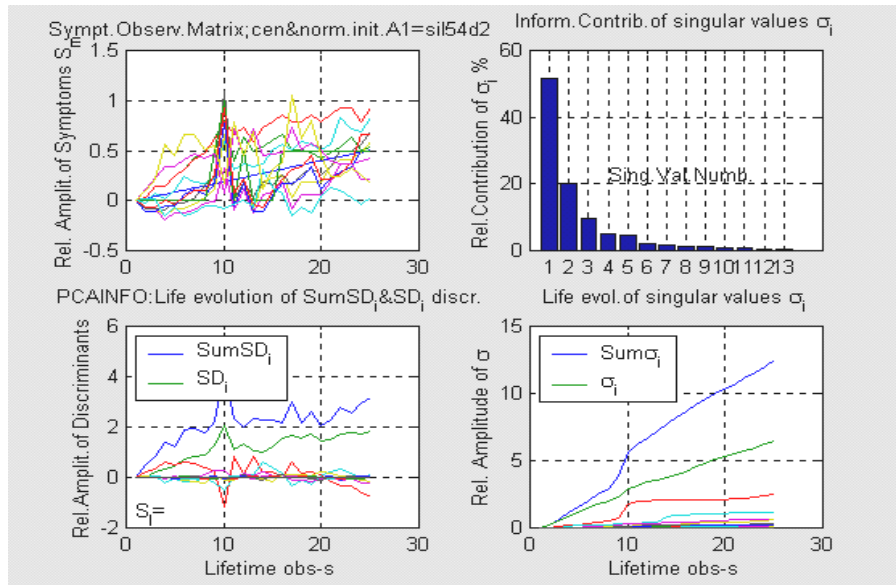
Czas życia jest wartościowany dyskretnie, z odczytami monitorowania dla kolejnych θ_n .

Do celów obliczeniowych w tej pracy wykorzystane zostaną dane symptomów najbardziej charakterystycznych pod względem zawartości informacji diagnostycznych. Będą to dwa symptomy tzn. symptomy wartości średniej przyspieszeń drgań i skutecznej (A_{sr} , A_{sk}).

Program **pcainfo.m** służy do ekstrakcji informacji diagnostycznych z macierzy obserwacji. Skrót **pca** w nazwie programu oznacza Principal Component Analysis, czyli rozkład macierzy według składowych głównych. Program ten służący do prognozy wielowymiarowej na podstawie przetworzenia całej macierzy obserwacji przedstawia symptomy w postaci uogólnionej. Oznacza to, że po wycentrowaniu i znormalizowaniu symptomów do wartości początkowej obserwuje się uszkodzenie lub uszkodzenia symptomu uogólnionego w postaci krzywej życia.

3.3. Rezultaty uzyskane po zastosowaniu programów pcainfo.m i diaginfo.m

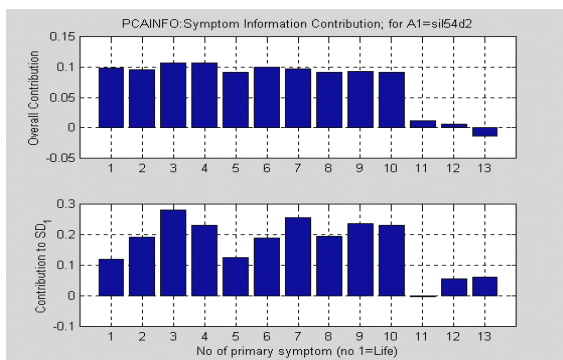
Program **pcainfo.m** jest nowszą wersją programu **diaginfo.m** uzyskujemy na jego podstawie dane symptomów w postaci uogólnionej i symptomy sumaryczne. Zastosowanie programu pozwala między innymi na uzyskanie informacji o dominujących symptomach uszkodzeniowych. Przykład obrazuje rys.1. Jak widać 12 mierzonych symptomów tworzy gęstwinę informacji (obrazek lewy górny), która po zastosowaniu SVD (Singular Value Decomposition) jest dekodowana na dwa główne rodzaje uszkodzeń, ponieważ σ_1 i σ_2 to kolejno 50% i 20% ogółu informacji diagnostycznej w macierzy obserwacji (rysunki prawe, górny i dolny). Uszkodzenie SD_1 rośnie prawie monotonicznie, drugie natomiast jest niezbyt stabilne i zaczyna rosnąć po pomiarze dwudziestym (200 tys. km) obrazuje to wykres (lewy dolny) na rys.1.



Rys.1. Zawartość informacji diagnostycznej o niezależnych uszkodzeniach w symptomowej macierzy obserwacji silnika Diesla sil54d2

W badaniach diagnostycznych skupimy się na najbardziej rozwiniętym uogólnionym uszkodzeniu SD₁, ponieważ symptom sumSD_i jest tu bardzo podobny. Interesujące jest pytanie, jakie mierzone pierwotnie symptomy tworzą SD₁ i czy można w inny sposób oceniać wkład informacyjny symptomów.

Odpowiedź na to pytanie przedstawia rys.2 uzyskany z programu **pcainfo.m**.



Rys.2. Wkład pierwotnych symptomów w pierwszą dyskryminantę SD₁ oraz w ogólne informacje diagnostyczne silnika sil54d2

Z rysunku 2 (obrazek górny) zauważyć można, że symptom 1 to czas życia, symptomy 2,3,4 to kolejno przyspieszenia A_{Sr} , A_{sk} , A_{szcz} , symptomy prędkości 5,6,7 to V_{Sr} , V_{sk} , V_{szcz} , symptomy o numerach 8,9,10, to przemieszczenia X_{Sr} , X_{sk} , X_{szcz} . Symptomy o numerach 11,12,13 (to częstość Rice'a przyspieszeń, prędkości i przemieszczeń drgań). Jak widać te ostatnie, czyli nr 11,12,13 można pominąć, ponieważ nie wnoszą liczącego się zasobu informacji w diagnozowanie

uogólnionego uszkodzenia pierwszego SD₁, gdyż ich kowariancja z SD₁ i suma kowariancji jest mała.

Przydatność dekompozycji SVD do wielowymiarowej diagnostyki obiektów potwierdzają przykłady z rysunków 1 i 2. Na podstawie programów oceniać można także zaawansowanie innych uszkodzeń, a również redukować nadwymiarowość obserwacji, jak w tym przypadku symptomy 11,12,13.

4. METODA OCENY ZYSKU WIELOWYMIAROWOŚCI W DIAGNOSTYCE WYBRANYCH OBIEKTÓW

4.1. Prognozy jednowymiarowe

Do wykonania prognozy jednowymiarowej pod uwagę brane są dane symptomowe silnika sil54d2. Najpierw po zastosowaniu programu **diaginfo.m** wybrany zostanie najlepszy symptom lub symptomy tzn. taki lub takie, które wnoszą znaczącą ilość informacji o dominującym uszkodzeniu w obiekcie. Następnie wybrany symptom uszkodzenia zostanie przetworzony za pomocą programu **dem.8**, tak, aby wydobyc informację o zbliżającym się stanie alarmowym i szacowanej liczbie obserwacji, jaka jeszcze została przed awarią.

Kolejnym krokiem będzie zastosowanie programu **dem.8** po to, aby przeprowadzić prognozę prowadzącą do wykrycia stanu przed alarmowego.

Prognoza przyszłej wartości symptomu, może odbywać się w dwu wymiarach. Pierwszy to prognoza symptomu w najbliższej przyszłości od ostatniego pomiaru.[9]. Przeprowadzana będzie ona w celu określenia czy w najbliższym czasie nie wystąpi przekroczenie wartości dopuszczalnych. Drugim aspektem prognozy może być prognoza

czasu, w którym takie przekroczenie nastąpi. W tej pracy interesuje nas bezwymiarowy czas życia obliczony na podstawie równań [9]:

$$\text{- model Pareto } D_n = 1 - \left(\frac{S(D_n)}{S_0} \right)^{-\gamma}, \quad (17)$$

gdzie D_n -szacowany bezwymiarowy czas życia maszyny na podstawie n-tej obserwacji $S(D_n)$,

$$\text{- model Weibulla } D_n = 1 - e^{-\left(\frac{S(D)}{S_0} \right)^{-\gamma}}, \quad (18)$$

$$\text{- model Frecheta } D_n = e^{-\left(\frac{S(D_n)}{S_0} \right)^{-\gamma}}, \quad (19)$$

gdzie γ jest oszacowane na bieżąco w programie.

Można stąd określić resztkowy bezwymiarowy czas życia ΔD_n , ($\Delta D_n = 1 - D_n$), tzn. zaprognozować czas awarii. Wcześniej należy dopasować do eksperymentalnego rozkładu, któryś z modelowych rozkładów, wybrać najlepiej dopasowany i zidentyfikować współczynniki modelu. Znając bezwymiarowy czas życia w danej chwili i ostatnią

wartość symptomu można wyznaczyć prognozowane wartości dla każdego z modeli.

Do analizy wybrane zostały wartości symptomów z kolumn 2 i 3. W przypadku jednowymiarowej diagnozy i prognozy kolumny 2 i 3 to (numery symptomów przyspieszeń) A_{sr} , A_{sk} , zaś n oznacza kolejny punkt obserwacji symptomowej krzywej życia. Stan alarmowy dla danych oryginalnych (silnika sil54d2) pojawia się dla symptomu przyspieszenia A_{sr} przy rozkładzie logarytmicznym dla punktu obserwacji symptomowej krzywej życia $n=14$. Dla danych tego samego silnika, ale w przypadku diagnozy i prognozy wielosymptomowej tzn. po przetworzeniu przez dem8 stan alarmowy dla symptomu SumSDi pojawia się także przy rozkładzie logarytmicznym w punkcie obserwacji krzywej życia $n=16$. Dla symptomu SD1 stan alarmowy występuje przy rozkładach Pareto i logarytmicznym, ale także przy punkcie obserwacji nr.16. Wartości te zestawiono w tabeli 1.

Tabela.1 Detekcja stanów alarmowych w diagnozowaniu jedno i wielowymiarowym silnika sil54d2.

Jednowymiarowa diagnoza i prognoza wg. najlepszego symptomu.						Diagnoza i prognoza wielosymptomowa z pełną macierzą obserwacji					
k	N	Weibull	Frechet	Pareto	Logarithm.	K	N	Weibull	Frechet	Pareto	Logarith.
2	14				37.5	2	16	3.4	3.5	4.1	3.7
	15	39.1	39.8	41.8	39.1		18	3.4	3.5	4.0	3.5
	17	36.0	36.5	36.3	36.3		21	3.4	3.5	4.1	3.6
	21	35.0	35.4	35.9	35.3		23	3.8	3.9	4.8	3.9
	23	39.2	39.6	40.6	38.9		25	4.6	4.8	5.7	4.6
	25	36.3	36.7	37.3	36.5						
3						3	16	2.8	2.9	3.3	2.8
	15	59.0	57.0	58.5	56.0		18	2.8	2.9	3.3	2.8
	17	55.6	56.4	57.7	57.5		21	2.6	2.7	3.0	2.6
	21	57.6	58.2	59.4	57.1		23	3.0	3.1	3.5	3.0
	23	60.2	60.4	61.7	59.2		25	3.1	3.2	3.6	3.0
	25	59.9	60.0	61.3	58.9						

Współczynniki determinizmu R%						Współczynniki determinizmu R%					
k	N	Weibull	Frechet	Pareto	Logarit	K	n	Weibull	Frechet	Pareto	Logarith
2	25	95.4%	83.2%	72.7%	87.7%	2	25	95%	82.8%	74.0%	84.6%
3	25	93.3%	80.1%	64.2%	84.1%	3	25	96.3%	80.3%	65.4%	88.7%

k- numer symptomu,

n- kolejny punkt obserwacji na symptomowej krzywej życia.

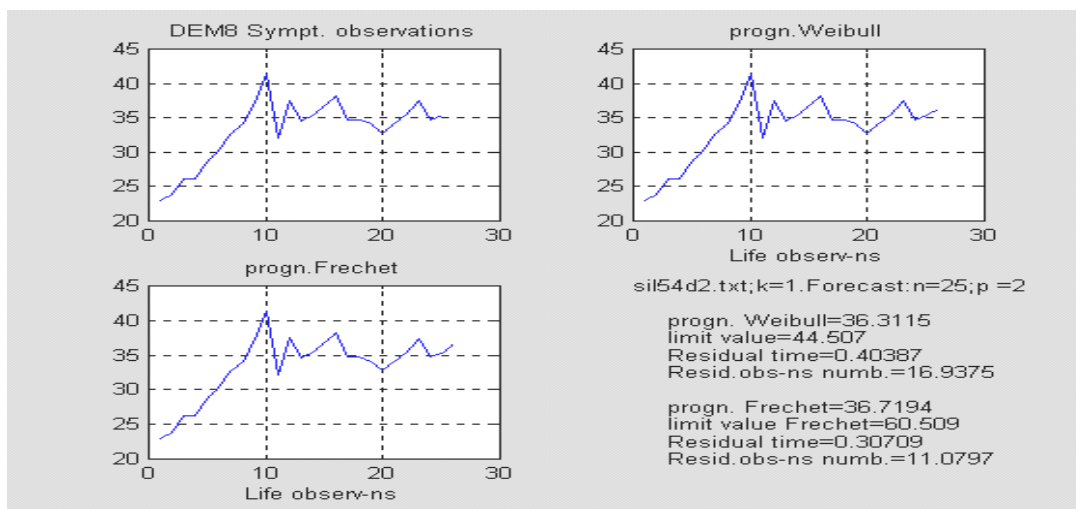
Przykład z tabeli 1 ukazuje dla jednowymiarowej diagnozy i prognozy symptomu z punktu obserwacji 21 przy prognozie Weibulla dla symptomu przyspieszenia A_{sr} ; przewidywana wartość w jednostkach bezwzględnych wynosi 39.1 w jednostkach przyspieszenia m/s^2 , a podczas zastosowania diagnozy wielowymiarowej dla tego samego punktu obserwacji przewidywana wartość prognozy Weibulla startuje z wartości względnej

3.40, by ostatecznie dojść do wartości 4.6 w jednostkach bezwymiarych.

Kolejną miarą pewności diagnozy jest współczynnik determinizmu R% przedstawiony w tej samej tabeli. Dla przykładu dla symptomu 3 (symptom przyspieszeń A_{sk}) punkt obserwacji na symptomowej krzywej życia 25 prognozy Weibulla podczas diagnozowania i prognozowania jednowymiarowego wynosi 93.3%, a po

zastosowaniu diagnozy i prognozy wielowymiarowej współczynnik ten wzrósł do wartości 96.3%. Rysunek 3 przedstawia prognozę stanu dla silnika sil54d2 przy ostatnim punkcie czasu życia $n=25$ i symptomu przyspieszeń A_{sr} .

Z rysunku wynika, że pozostały bezwymiarowy czas resztkowy, przy wartości współczynnika gotowości $G=0.9$ i procencie zbędnych remontów $A=0.01$ plasuje się na poziomie równym 0.40387.



Rys.3. Prognoza dla silnika sil54d2 wg.symptomu A_{sr} . tuż przed awarią dla $n=25$

4.2. Prognozy wielowymiarowe

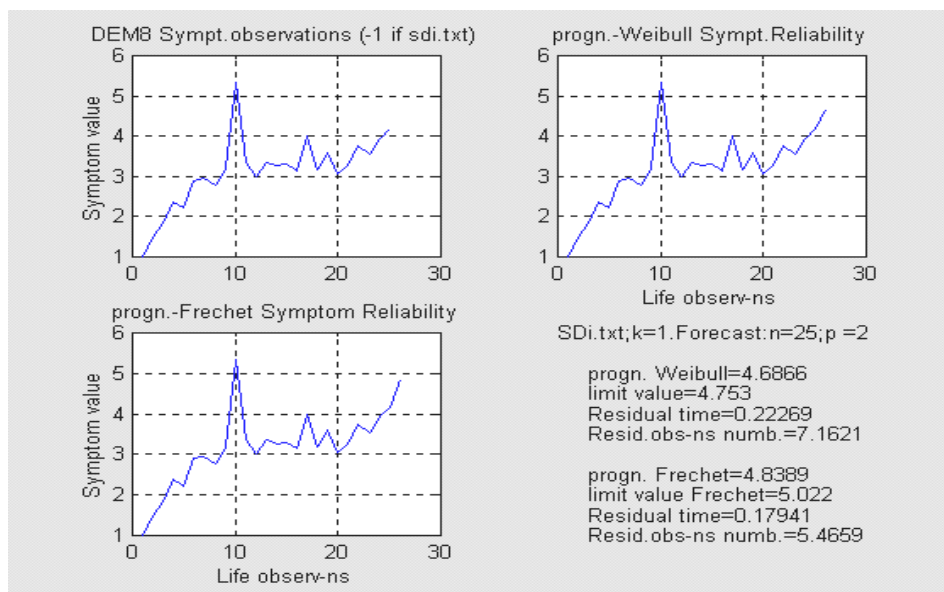
Do wykonania prognozy wielowymiarowej konieczne jest uzyskanie z programu pcainfo.m uogólnionych symptomów SDi i SumSDi tak, aby ich wartości zaimplementować do programu dem8. Rozpatrujemy w dalszym ciągu dane z silnika sil54d2

Rysunki 4 i 5 przedstawiają symptomy SDi silnika sil54d2. Rysunek 4 przedstawia symptom SD1 dla symptomu 1 dla porównania bezwymiarowy resztkowy czas obserwacji wynosi 7.1621, a przy prognozie jednowymiarowej dla tego

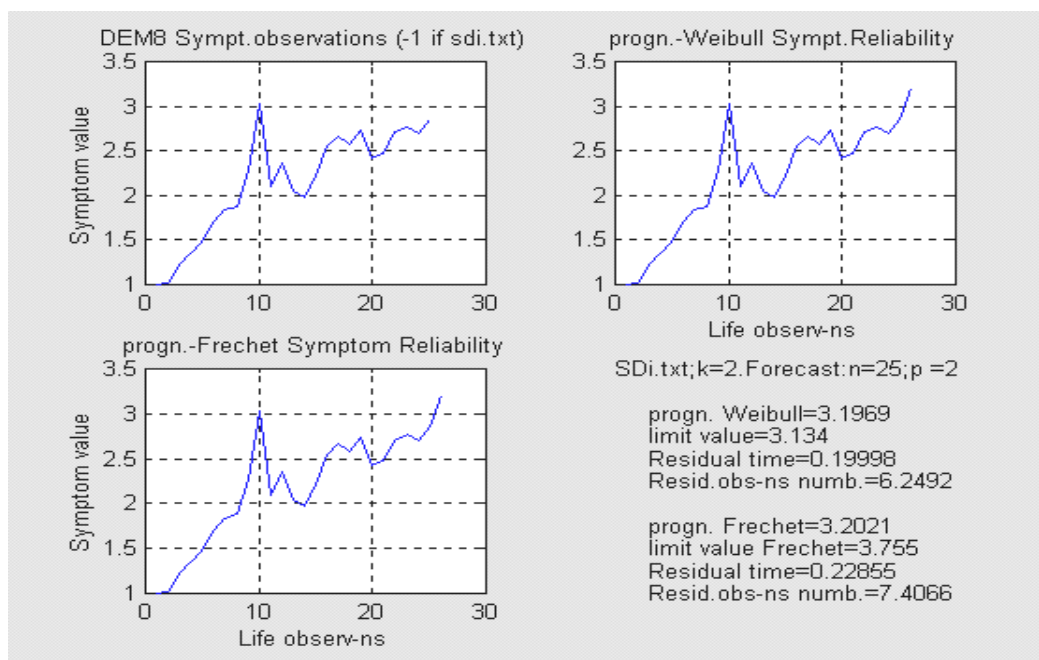
samemu symptomu bezwymiarowy resztkowy czas obserwacji wynosił 16.9 dla prognozy Weibulla.

Rysunek 5 przedstawia także wartość symptomu SDi silnika sil54d2, lecz dla symptomu uogólnionego 2 z resztkowym czasem obserwacji 6.24.

Szersze porównanie wartości czasów resztkowych i resztkowych obserwacji do wystąpienia awarii dla prognozy jedno i wielowymiarowej przedstawione zostały w tabeli 2 (silnik sil54d2).



Rys. 4. Uogólniony symptom SDi silnika sil54d2 ($k=1$)

Rys. 5. Uogólniony symptom SD_1 silnika sil54d2($k=2$), przetworzony programem dem8

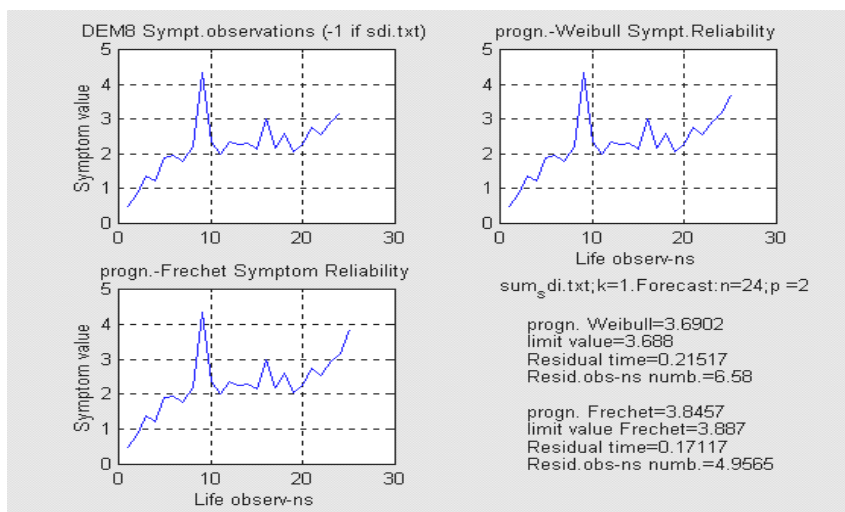
Tab.2. Porównanie wartości symptomów uogólnionych dla prognoz Weibulla i Frechet dla silnika sil54d2 przy prognozie jedno i wielowymiarowej

		Prognoza jednowymiarowa		P. wielowymiarowa	
Symptom	Kolejny p.obser.		Prognoza	Symptom	Prognoza
Sil54d2	25	Prog.Weibulla	36.3115	SD1	4.686
		Limit value	44.507		4.753
		Residual time	0.4038	<i>-Spadek-</i>	0.222
		Resid.obs-ns	16.937		7.162
		Prog.Frechet	36.719		4.838
		Limit value	60.509		5.022
		Residual time	0.307	<i>-Spadek</i>	0.179
		Resid.obs-ns	11.079		5.565
Sil54d2	25	Prog.Weibulla	59.916	SumSdi	3.690
		Limit value	62.120		3.688
		Residual time	0.252	<i>-Spadek</i>	0.215
		Resid.obs-ns	8.464		6.581
		Prog.Frechet	60.087		3.845
		Limit value	76.232		3.887
		Residual time	0.302	<i>-Spadek</i>	0.171
		Resid.obs-ns	10.839		4.956

Przyglądając się wartościom z tabeli 2 dla czasów resztkowych i resztkowych obserwacji do wystąpienia awarii zauważyć można, że po zastosowaniu prognozy wielowymiarowej dla tych samych symptomów poszczególne wartości wykazują tendencję spadkową. Na przykład dla silnika sil54d2 przy prognozie jednowymiarowej dla Weibulla czas resztkowy wynosił **0,4038**, a po zastosowaniu prognozy wielowymiarowej wartość ta

wyniosła **0,222**. Zatem, wnioskować można, że w prognozie wielowymiarowej decyzja jest bardziej dokładna.

Rysunek 6 obrazuje wartości dla silnika sil54d2 symptomu SumSdi bezwymiarowy resztkowy czas obserwacji wynosi w tym przypadku 0,215 dla prognozy Weibulla, a dla prognozy Frechet'a wg rozkładu tylko 0,1711.



Rys. 6. Prognoza życia dla uogólnionego symptomu SumSdi silnika sil54d2.

Dla danych z innych podobnych obiektów wyliczone zostały także współczynniki determinizmu R%, w procentach dopasowania do konkretnego rozkładu. Dominującym rozkładem był rozkład Weibulla, aż na 40 rozpatrywanych przypadków (dla danych oryginalnych) 29 danych to właśnie wspomniany powyżej rozkład.

W odniesieniu do danych, które zostały przetworzone przez pcainfo.m a następnie za pomocą dem8.m rozkład ten występuje w przeważającym stopniu tzn. na 40 przypadków 32 to rozkłady wg. Weibulla.

Wyniki obliczeń zostały zestawione w tabeli 3.

Tabela 3. Skojarzone współczynniki determinizmu R% dla danych obiektów w prognozie jedno/i wielowymiarowej

Uwaga; Współczynnik determinizmu R% dla danych wyjściowych z obiektów (symptomy oryginalne po przetworzeniu przez dem8.m) / Współczynniki determinizmu R% dla obiektów poddanych prognozie wielowymiarowej (symptomy przetworzone przez pcainfo.m i dem8.m). Szare tło sygnalizuje zwiększenie tego współczynnika

Obiekt	Symptom	Weibull	Frechet	Pareto	Uniform
Sil54d2	1	95.4% / 95.0%			
	2	93.2% / 96.3%			
Sier1	1	95.4% / 98.4%			
	2	96.1% / 99.1%			
Sier2	1	80.2% / 97.9%		88.1%	
	2	97.5% / 97.2%			
S24Vsk	1	97.7% / 94.9%			
	2	92.5% / 98.8%	94.7%		
Sil24d2	1	99.1% / 97.2%			
	2	98.0% / 97.8%			
Sild6	1	96.2% / 96.8%			
	2	95.8% / 98.7%			
S24Asz	1	97.7% / 98.6%			
	2	96.9% / 97.6%			
Sild1	1	96.7% / 95.7%			97.3%
	2	98.9% / 98.8%			
Sild2	1	99% / 95.9%			
	2	97.1% / 99.1%			97.8%
Sild3	1	97% / 95.5%			97.8%
	2	98.6% / 99.3%			
Sild9	1	95.8% / 92.5%			
	2	93.9% / 99.3%			

W tabeli 3 porównane zostały wartości współczynnika determinizmu R% po zastosowaniu do danych wyjściowych obiektów, czyli danych oryginalnych i wartości tego współczynnika

obliczonego dla tych samych obiektów, lecz dla symptomów przetworzonych przez program pcainfo.m a następnie przez program dem8.m. Wartości te zostały przedstawione dla rozkładu

Weibulla, gdyż to właśnie ten rozkład jest najczęściej występującym. Szare tło przy prognozie Weibulla sygnalizuje zwiększenie wartości współczynnika determinizmu po przetworzeniu programami **pcainfo.m** i **dem8.m**.

Zatem zaobserwować można, że po przetworzeniu danych przez programy **pcainfo.m** i **dem8** współczynnik determinizmu $R\%$ wzrasta, prawie we wszystkich przypadkach.

Dla przykładu weźmy pod uwagę rozpatrywany w pracy silnik sil54d2 dla symptomu 2 (A_{sk}) z danych wyjściowych $R\%=93.2\%$ a po przetworzeniu $R\% = 96.3\%$ co oznacza, że zastosowanie prognozy i wnioskowanie wielowymiarowe może być znacznie dokładniejsze.

5. PODSUMOWANIE

W pracy starano się wykazać, że macierze obserwacji symptomów z obiektów poddane przetworzeniu przez programy (**dem8.m**, **pcainfo.m**, **diaginfo.m**), dają możliwości „wyłonienia” symptomów uogólnionych, takich, które zawierają istotne informacje opisujące występujące uszkodzenia. Prognozy wykonane dla poszczególnych symptomów dają obraz tego, w którym momencie (biorąc pod uwagę krzywe życia obiektu) wystąpi informacja o **alarmie**, oraz ile bezwymiarowego czasu obserwacji zostało do zaistnienia stanu alarmowego.

Detekcja stanów alarmowych w diagnozowaniu jedno i wielowymiarowym obiektu pozwala nie tylko na uzyskanie informacji o zbliżającym się alarmie, lecz także podaje wartości resztkowych czasów obserwacji dla dominujących rozkładów prawdopodobieństwa (Weibulla, Frechet, Pareto). Porównano wartości symptomów z prognozy jednowymiarowej danych oryginalnych oraz wartości tych symptomów po przetworzeniu na potrzeby prognozy wielowymiarowej. Wykazano, że rozkładem przeważającym jest prognoza Weibulla, czego najlepszym przykładem są obliczone współczynniki determinizmu $R\%$. Bardziej słuszne jest także stosowanie diagnozy w ujęciu

wielowymiarowym, jest ona metodą bardziej dokładną niż prognoza jednowymiarowa. Daje ona, bowiem możliwość szybszego wykrycia stanu alarmowego obiektu, co przedkłada się na pewniejszą decyzję o ewentualnym wyłączeniu maszyny w celu jej odnowy.

LITERATURA

1. Pszczołkowski T., *Mala encyklopedia prakseologii*, Ossolineum, Wrocław 1978, str.48.
2. Cempel C, Tabaszewski M, Krakowiak M., *Metody Ekstrakcji Wielowymiarowej Informacji Diagnostycznej*, 2003, Węgierska Górka.
3. Cempel C., *Diagnostyka Wibroakustyczna Maszyn*, P.P Poznań 1985
4. Kielbasiński A., Schwetlick H., 1992, *Linear Numerical Algebra*, WNT, Warsaw, chapt.1, p.502.
5. Cempel C., *Pareto Law of Damage Evolution in Application to Vibration, Condition Monitoring*. Bulletin of the Polish Academy of Sciences, vol.39, No4, 1991, str.573-588.
6. Cempel C., *Pre-Breakdown Symptom Value for Vibration Condition Monitoring*, Bulletin of the Polish Academy of Sciences, Technical Sciences Vol.37, NO 7-12, 1989.
7. Tomaszewski F., Cempel C., *An Attempt to Diagnose a Locomotive Combustion Engine by utilizing Vibroacoustic Process*. The Archives of Transport, No1, 1991.
8. Cempel C., *Multi Dimensional Condition Monitoring of Mechanical Systems in Operation*, XXI Conf. On Machine Diagnostics Węgierska Górka, March 2002.
9. Raport z projektu badawczego: „*Teoria degradacji maszyn i urządzeń jako ewolucyjnych systemów otwartych z ograniczoną dyssypacją*.” Poznań, wrzesień 1996r.
10. Bobrowski D., *Elementy teorii prawdopodobieństwa*, skrypt uczelniany Politechniki Poznańskiej, Poznań 1971, rozdz.3.1.



Mgr inż. Magdalena KRAKOWIAK jest doktorantem w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej i zamierza zrealizować rozprawę doktorską z przedstawionej tematyki w artykule.



Czesław CEMPEL - Profesor dr hab. Jest kierownikiem Zakładu Wibroakustyki i Bio-Dynamiki Systemów Wydziału Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej, dr h.c. Politechniki Szczecińskiej, członek korespondent Polskiej Akademii Nauk, członek Komitetu Badań Naukowych w trzeciej kadencji. Jest członkiem wielu organizacji naukowych krajowych i zagranicznych np.: IMEKO, EUROSCIENCE, GAMM. Jeden z założycieli PTDT w 1990 r. Obecnie jest honorowym przewodniczącym PTDT. Zajmuje się wibroakustyką i diagnostyką maszyn, inżynierią systemów, ekologią. Autor ponad 350 opublikowanych prac, 12 skryptów i książek.

ANALIZA ROZRÓŻNIALNOŚCI USZKODZEŃ PRZY DIAGNOZOWANIU SAMOCHODOWYCH URZĄDZEŃ ELEKTRYCZNYCH

Aleksander JASTRIEBOW

Politechnika Świętokrzyska, Samodzielny Zakład Systemów i Urządzeń Automatyki
25-314 Kielce, Al. Tysiąclecia P. P. 7

Stanisław GAD, Grzegorz SŁOŃ, Andrzej ZAWADZKI, Mariusz ŁASKAWSKI

Politechnika Świętokrzyska, Katedra Energoelektroniki
25-314 Kielce, Al. Tysiąclecia P. P. 7, e-mail: enegs@tu.kielce.pl

Streszczenie

Informatywność określonych sygnałów symptomowych faktycznie decyduje o możliwości ich zastosowania w detekcji i lokalizacji uszkodzeń. Przedstawiono ogólny schemat wyposażenia elektrycznego samochodu jako złożonego obiektu diagnozowania z odpowiednimi elementami składowymi. Opisano macierze diagnostyczne: binarną i informacyjną (uwzględniającą różne wartości odpowiednich symptomów). Opracowano program komputerowy realizujący algorytm oceny rozróżnialności uszkodzeń.

Słowa kluczowe: diagnostyka, rozróżnialność, sygnatury sygnałów symptomowych.

THE ANALYSIS OF FAULTS DISCRIMINATION IN DIAGNOSING OF MOTOR-CAR'S ELECTRICAL DEVICES

Summary

Informativity of specific symptom signals actually decides on possibility of using of them in detection and localization of defects. General diagram of complex diagnosed object with proper components is presented. Diagnostic matrixes: binary and information (taking different values of symptoms into consideration) are described. Computer program for executing of algorithm of defects discrimination estimate have been worked out.

Keywords: diagnostics, discrimination, signatures of symptom signals.

1. WSTĘP

Praca poświęcona jest analizie rozróżnialności uszkodzeń, która zależy od: złożoności struktury, wyboru odpowiednich sygnałów diagnostycznych, niepewności utrudniającej wnioskowanie, dynamiki powstawania uszkodzeń i innych przyczyn [1]. Przy analizie obliczano pewne sygnatury uszkodzeń. Obliczenia te przeprowadzono na podstawie zarówno stworzonych binarnych macierzy diagnostycznych jak i informacyjnych systemów lokalizacji, uwzględniających nie tylko wartość wykrytego symptomu ale i jej znak [1, 2]. Na podstawie przeprowadzonej analizy, na przykładzie obwodu zasilania samochodu, podano uszkodzenia

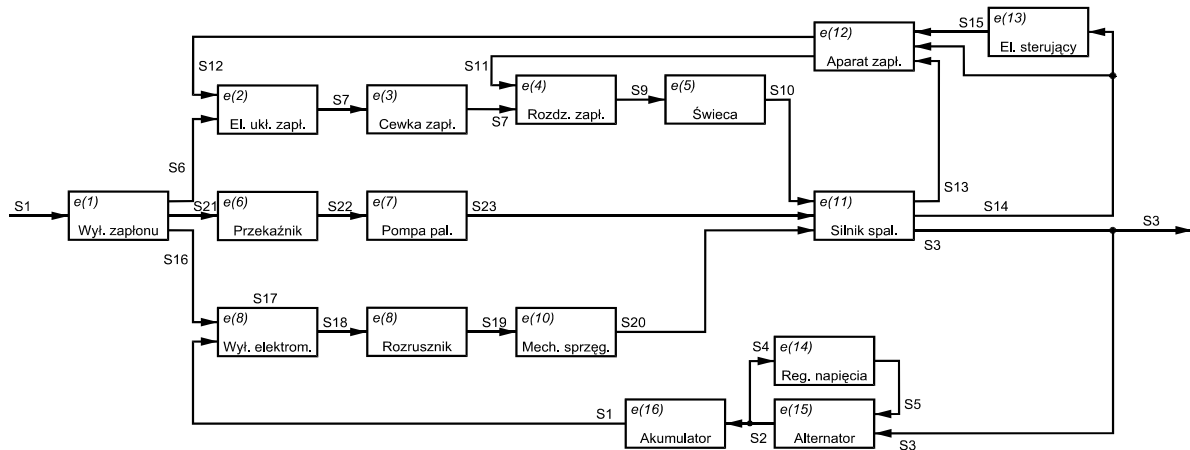
rozróżnialne oraz nierozróżnialne ze względu na istniejące sygnały diagnostyczne.

Przedstawiono wybrane wyniki komputerowej analizy rozróżnialności uszkodzeń w obwodzie zasilania pojazdu w energię elektryczną.

2. SYGNAŁY SYMPTOMOWE I USZKODZENIA W DIAGNOSTYCE WYPOSAŻENIA ELEKTRYCZNEGO SAMOCHODU

Na podstawie rys. 1 można określić uszkodzenia i odpowiadające im sygnały symptomowe (tabela 1).

Zgodnie z definicją binarnych macierzy diagnostycznych [1, 2] można określić odpowiednią macierz binarną Z dla diagnostyki wyposażenia elektrycznego samochodu (DWES) z rys. 1.



Rys. 1. Ogólny schemat blokowy DWES

Tabela 1.
Uszkodzenia wraz z sygnałami symptomowymi

SYGNAŁY	USZKODZENIA
y_1 – S1 – napięcie zasilania;	F_0 – poprawna praca
y_2 – S2 – napięcie regulowane – ładowania akumulatora – wyjście z alternatora;	F_1 – uszkodzenie silnika spalinowego;
y_3 – S3 – moment napędowy silnika spalinowego;	F_2 – uszkodzenie alternatora;
y_4 – S5 – prąd wzbudzenia alternatora;	F_3 – uszkodzenie regulatora napięcia;
y_5 – S6 – sygnał zapłonowy ze stacyjki pojazdu;	F_4 – uszkodzenie akumulatora;
y_6 – S7 – sygnał sterujący cewką zapłonową;	F_5 – uszkodzenie stacyjki;
y_7 – S8 – sygnał wn z cewki do rozdzielacza zapłonu;	F_6 – uszkodzenie elektronicznego układu zapłonowego;
y_8 – S9 – sygnał wn z rozdzielacza zapłonu;	F_7 – uszkodzenie cewki zapłonowej;
y_9 – S10 – iskra zapłonowa;	F_8 – uszkodzenie aparatu zapłonowego;
y_{10} – S11 – sygnał napędu rozdzielacza zapłonu;	F_9 – uszkodzenie rozdzielacza zapłonu;
y_{11} – S12 – sygnał sterujący impulsem zapłonu układu elektronicznego;	F_{10} – uszkodzenie układu sterującego impulsem zapłonu;
y_{12} – S13 – sygnał podciśnienia z kolektora ssącego silnika spalinowego;	F_{11} – uszkodzenie wyłącznika elektromagnetycznego;
y_{13} – S14 – moment napędowy wałka aparatu zapłonowego;	F_{12} – uszkodzenie rozrusznika;
y_{14} – S15 – impuls sterujący momentem zapłonu;	F_{13} – uszkodzenie mechanizmu sprzęgającego rozrusznika;
y_{15} – S16 – sygnał ze stacyjki pojazdu załączający wyłącznik elektromagnetyczny rozrusznika;	F_{14} – uszkodzenie przekaźnika pompy paliwa;
y_{16} – S18 – sygnał prądowy zasilania uzwojeń rozrusznika;	F_{15} – uszkodzenie pompy paliwa;
y_{17} – S19 – moment obrotowy wirnika rozrusznika;	F_{16} – uszkodzenie świecy zapłonowej;
y_{18} – S20 – moment rozruchowy rozrusznika;	
y_{19} – S21 – sygnał zasilania	

przełącznika pompy paliwa;	
y_{20} – S22 – sygnał zasilania pompy paliwa;	
y_{21} – S23 – strumień zasilania paliwem.	

Każdy element z_{ij} macierzy binarnej Z jest opisany następująco:

$$z_{i,j} = \begin{cases} 0 & \text{dla } y_{j\min} \leq y_j \leq y_{j\max} \\ 1 & \text{dla } (y_j < y_{j\min}) \vee (y_j > y_{j\max}) \end{cases} \quad (1)$$

$(y_{j\min}, y_{j\max})$ – graniczne wartości j -ego sygnału symptomowego (0 – normalna praca, 1 – uszkodzenie); ($i = 1, 2, \dots, 16; j = 1, 2, \dots, 21$)

Z każdym wierszem binarnej macierzy Z może być związana odpowiednia sygnatura liczbowa [3]:

$$bd_i = \sum_{j=1}^{21} z_{i,j} \cdot 2^{21-j}, \quad (i = 1, 2, \dots, 16). \quad (2)$$

Jeżeli na podstawie binarnych sygnatur liczbowych (2) opartych na binarnej macierzy symptomowej Z nie da się przeanalizować rozróżnialności uszkodzeń, to wtedy, pod pewnymi warunkami, można wprowadzić dodatkowe warstwy sygnałów symptomowych dla dokładniejszej analizy nierozróżnialnych przy binarnych ocenach uszkodzeń. Takie tabele nazywane są zwykle informacyjnymi macierzami lokalizacji uszkodzeń [1-3], które odpowiednio do tabeli 2 mają następującą strukturę:

$$MI = \{MI_{i,j}, i = 1, \dots, 16; j = 1, \dots, 21\}$$

gdzie:

$$MI_{i,j} = \begin{cases} z_{i,j} & \text{dla } z_{i,j} = 0 \\ (1, w_{i,j}) & \text{dla } z_{i,j} = 1 \end{cases} \quad (3)$$

Przy czym $w_{i,j}$ przyjmuje wartości ze zbioru liczb całkowitych:

$$w_{i,j} \in \{0, 2, 3, 4, \dots, m\} \quad (4)$$

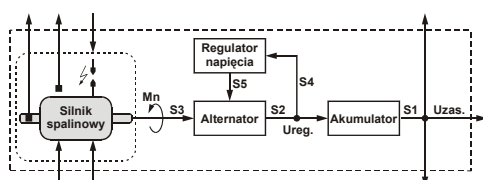
gdzie: $m \geq 2$ - liczba warstw w symptomie j dla uszkodzenia i , określających stopień lokalizacji

uszkodzenia (najczęściej w opisanym obiekcie maksymalna liczba warstw wynosi 4).

Analogicznie do (2) można określić odpowiednie liczbowe sygnatury dla macierzy (3)-(4):

$$md_i = \sum_{j=1}^{21} w_{i,j} \cdot m^{21-j}, \quad (i = 1, 2, \dots, 16) \quad (5)$$

Na rys. 2 przedstawiono ogólny schemat obwodu zasilania.



Rys. 2. Ogólny schemat samochodowego obwodu zasilania energią elektryczną

W tabeli 2 opisano możliwe uszkodzenia obiektu z rys. 2 wraz z odpowiadającymi im sygnałami symptomowymi.

Tabela 2. Binarna macierz diagnostyczna **Z** dla obwodu zasilania pojazdu

F/y	y ₄	y ₃	y ₂	y ₁
F ₀	0	0	0	0
F ₁	1	1	1	0
F ₂	1	0	1	0
F ₃	1	0	1	0
F ₄	1	0	1	1

Dla budowy macierzy **MI** na podstawie zależności (5) należy uwzględnić warstwy sygnałów diagnostycznych w następującej postaci (tabela 3):

Tabela 3. Wartości sygnałów symptomowych w poszczególnych warstwach i odpowiadające im wartości sygnałów diagnostycznych

Wartość sygnału sympt.	Wartości sygnałów diagnostycznych			
	y ₄	y ₃ [obr/min]	y ₂ [V]	y ₁ [V]
0	0 ÷ I _{w max}	1000 ÷ 7000	14,00 ÷ 14,45	13,5 ÷ 14,5
2	> I _{w max}	> 7000	~18	~0 ÷ 8
3	—	< 1000	~0	0
4	—	—	—	10,5 ÷ 12,5

Uwzględniając (3) - (4) oraz tabele 2 i 3 można opisać macierz **MI** w postaci (6):

$$MI = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ (1, w_{2,1}) & (1, w_{2,2}) & (1, w_{2,3}) & 0 \\ (1, w_{3,1}) & 0 & (1, w_{3,3}) & 0 \\ (1, w_{4,1}) & 0 & (1, w_{4,3}) & 0 \\ (1, w_{5,1}) & 0 & (1, w_{5,3}) & (1, w_{5,4}) \end{bmatrix} \quad (6)$$

gdzie: $w_{2,1} = w_{2,2} = w_{2,3} = w_{5,1} = w_{5,3} = w_{5,4} = 0$,
 $w_{3,1}, w_{3,3}, w_{4,1}, w_{4,3} \in \{2, 3, 4\}$.

3. WYBRANE WYNIKI ANALIZY ROZRÓŻNIALNOŚCI

Poniżej zostanie przedstawiony komputerowy algorytm wyznaczania sygnatur i rozróżniania uszkodzeń oraz jego programowa realizacja.

Na podstawie zbiorów liczbowych sygnatur $\{bd_i, md_i, i = 1, 2, \dots, 16\}$ można ocenić rozróżnialność uszkodzeń DWES przy pomocy komputerowego algorytmu opisanego w [1].

Zastosujemy ww. algorytm [1] do analizy rozróżnialności uszkodzeń układu zasilania opisanego w rozdziale 2.

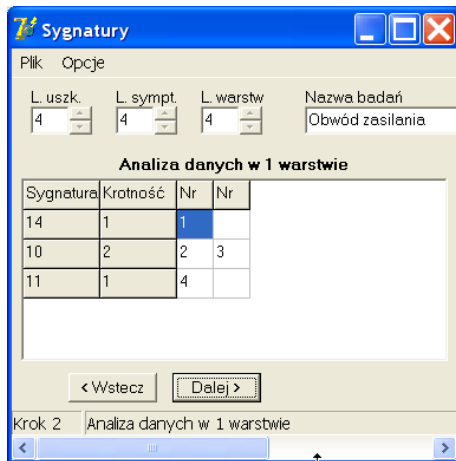
Na podstawie (2) można wyznaczyć odpowiednie binarne sygnatury uszkodzeń obwodu zasilania z tabeli 2: $bd_1 = 0, bd_2 = 14, bd_3 = 10, bd_4 = 10, bd_5 = 11$, z których wynika, że F_0, F_1 i F_4 są rozróżnialne, natomiast F_2 i F_3 nie są rozróżnialne. W tej sytuacji należy przeprowadzić dokładniejszą analizę nierozróżnialnych uszkodzeń poprzez wprowadzenie dodatkowych warstw sygnałów symptomowych, których wartości, zgodnie z tabelą 3, będą uzależnione od stanu poszczególnych elementów w momencie pomiaru. Utworzona w ten sposób macierz **MI** posłuży do wyznaczenia nowych sygnatur. Wprowadzone do tej macierzy wielkości $w_{3,1}, w_{3,3}, w_{4,1}, w_{4,3}$ (zgodnie z (6)), zostały użyte jako dane wejściowe do opracowanego programu komputerowego, którego zadaniem jest realizacja powyższego algorytmu [1].

Na rys. 3 – 5 przedstawiono wydruki kolejnych kroków działania programu.

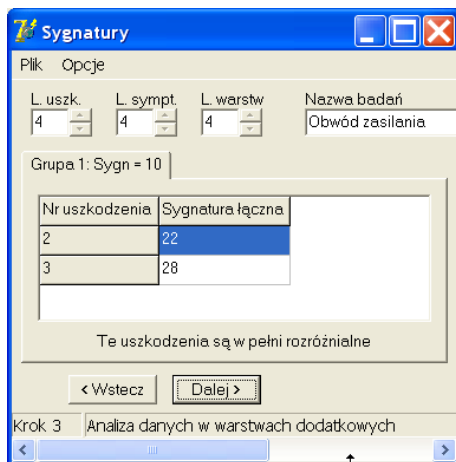
Działania, przedstawione na rys. 3 – 5, dowodzą możliwości rozróżnienia uszkodzeń w obwodzie zasilania.



Rys. 3. Krok 1 – wprowadzanie danych



Rys. 4. Krok 2 – analiza binarnej macierzy diagnostycznej



Rys. 5. Krok 3 – analiza danych w dodatkowych warstwach informacyjnych

4. PODSUMOWANIE

Opracowano strukturę komputerowego programu analizującego rozróżnialność uszkodzeń na podstawie macierzy: binarnej i informacyjnej. Na przykładzie obwodu zasilania wykazano efektywność algorytmu rozróżnialności.

LITERATURA

- [1] Jastriebow A., Gad S., Słoń G., Zawadzki A. Rozróżnialność uszkodzeń przy komputerowej diagnostyce wyposażenia elektrycznego samochodu, IX Konferencja Naukowo – Techniczna ZASTOSOWANIA KOMPUTERÓW W ELEKTROTECHNICE, ZKwE'2004, Poznań/Kiekrz, 2004 (przyjęte do druku).
- [2] Kościelny J., M. Bezwarunkowa i warunkowa rozróżnialność uszkodzeń przy wielowartościowej ocenie residuów. Materiały VI Krajowej Konferencji Naukowo-Technicznej, Diagnostyka Procesów Przemysłowych DPP'2003, Władysławo 2003, str. 55-60.
- [3] Sowa A., Ocena rozróżnialności stanów technicznych złożonych obiektów diagnostyki metodą liczby charakterystycznej. Mat. V Kra-

jowej Konferencji „Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów” DIAG'2003, Ustroń 2003, str. 1-8.



szucznej inteligencji.

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



Dr hab. inż. Stanisław Gad jest

pracownikiem naukowym Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach. Jest członkiem Sekcji Podstaw Eksploatacji KBM Polskiej Akademii Nauk. Zainteresowania naukowe obejmują zagadnienia diagnostyki urządzeń pojazdowych oraz elektrotechniki i elektroniki pojazdów samochodowych. Ma w swoim dorobku 90 publikacji naukowych.



naukowych.

Dr inż. Grzegorz Słoń jest adiunktem w Politechnice Świętokrzyskiej w Kielcach. Zajmuje się elektrotechniką teoretyczną, informatyką stosowaną, elektrotechniką i elektroniką pojazdową oraz wykorzystaniem sztucznej inteligencji w diagnostyce. Jest autorem i współautorem ponad 30 prac



Dr inż. Andrzej Zawadzki jest adiunktem w Politechnice Świętokrzyskiej w Kielcach. Zajmuje się elektrotechniką teoretyczną, elektrotechniką i elektroniką pojazdową oraz diagnostyką samochodową. Jest autorem i współautorem 17 prac naukowych.



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

SYGNAŁY DIAGNOSTYCZNE W DIAGNOZOWANIU WYPOSAŻENIA ELEKTRYCZNEGO SAMOCHODÓW

Aleksander JASTRIEBOW

Politechnika Świętokrzyska, Samodzielny Zakład Systemów i Urządzeń Automatyki
25-314 Kielce, Al. Tysiąclecia P. P. 7

Stanisław GAD, Grzegorz SŁOŃ, Andrzej ZAWADZKI, Marcin PAWLAK

Politechnika Świętokrzyska, Katedra Energoelektroniki
25-314 Kielce, Al. Tysiąclecia P. P. 7, e-mail: enegs@tu.kielce.pl

Streszczenie

Przedstawiono ogólny schemat wyposażenia elektrycznego samochodu. Opisano diagnostyczne sygnały symptomowe i powiązane z nimi uszkodzenia. Zaprezentowano przykłady pomiarów sygnałów diagnostycznych dla obwodu zasilania energią elektryczną. Przedstawiono wyniki zastosowania wielowarstwowych perceptronów do komputerowego diagnozowania z wykorzystaniem pomiarowych sygnałów diagnostycznych.

Słowa kluczowe: diagnostyka, pomiarowe sygnały symptomowe, perceptron wielowarstwowy.

DIAGNOSTIC SIGNALS IN DIAGNOSING OF MOTOR-CAR'S ELECTRICAL EQUIPMENT

Summary

General diagram of motor-car's electrical equipment has been presented. Diagnostic symptom signals and faults related to that signals has been described. Examples of measurements of diagnostic signals for power supply circuit have been shown. Results of applying of multilayer perceptrons for computer diagnosing with using of measured diagnostic signals have been presented.

Keywords: diagnostics, measured symptom signals, multilayer perceptron.

1. WSTĘP

Wybór odpowiednich informacyjnych sygnałów diagnostycznych jest bardzo ważnym etapem przy realizowaniu komputerowego systemu diagnozowania układów technicznych. W szczególności jest to ważne przy diagnostyce samochodowych urządzeń elektrycznych, w których wiele procesów jest krótkotrwałych a ponadto nie ma możliwości pomiaru wszystkich znaczących sygnałów [1]. W pracy przedstawiono wyniki analizy:

- wyboru pomiarowych sygnałów diagnostycznych dla diagnozowania elementów wyposażenia elektrycznego samochodów;
- wpływu krótkotrwałości sygnałów diagnostycznych (symptomowych) na dokładność diagnozowania;

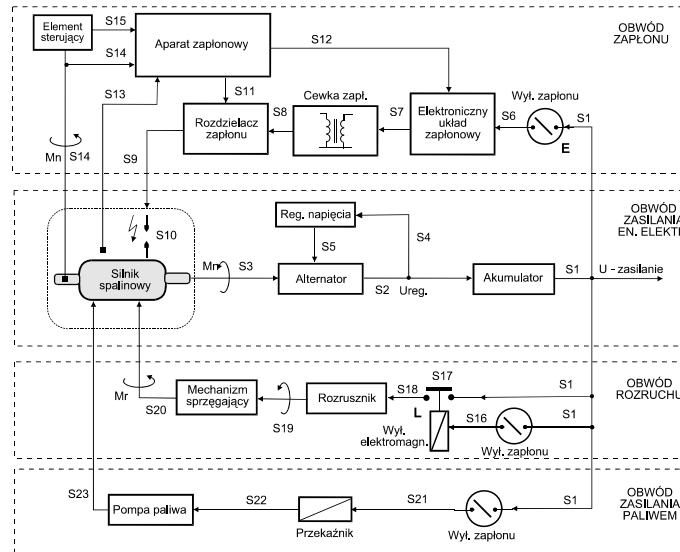
– przydatności wybranych sygnałów diagnostycznych do uczenia odpowiednich sztucznych sieci neuronowych.

Przedstawiono też wyniki zastosowania opisanych powyżej sygnałów diagnostycznych w nauczaniu sieci neuronowych, stosowanych do detekcji i lokalizacji uszkodzeń samochodowych urządzeń elektrycznych.

2. SYGNAŁY SYMPTOMOWE W DIAGNOSTYCE WYPOSAŻENIA ELEKTRYCZNEGO SAMOCHODU

Na podstawie rys. 1 można określić uszkodzenia i odpowiadające im sygnały symptomowe (tabela 1).

W celu zilustrowania metody diagnozowania, przeprowadzono badania obwodu zasilania pojazdu w energię elektryczną.



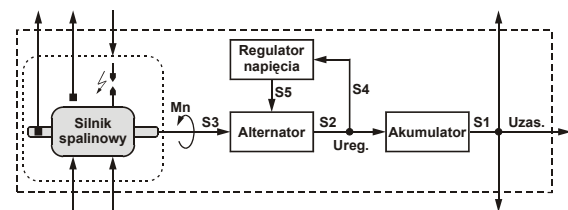
Rys. 1. Ogólny schemat typowego wyposażenia elektrycznego samochodu (oznaczenia S1 ÷ S23 i F0 ÷ F16 objaśniono w tabeli 1)

Tabela 1.
Uszkodzenia z odpowiednimi sygnałami symptomowymi

SYGNAŁY	USZKODZENIA
y ₁ – S1 – napięcie zasilania;	F ₀ – poprawna praca
y ₂ – S2 – napięcie regulowane – ładowania akumulatora – wyjście z alternatora;	F ₁ – uszkodzenie silnika spalino-
y ₃ – S3 – moment napędowy silnika spalinowego;	F ₂ – uszkodzenie alternatora;
y ₄ – S5 – prąd wzbudzenia alternatora;	F ₃ – uszkodzenie regulatora napięcia;
y ₅ – S6 – sygnał zapłonowy ze stacyjki pojazdu;	F ₄ – uszkodzenie akumulatora;
y ₆ – S7 – sygnał sterujący cewką zapłonową;	F ₅ – uszkodzenie stacyjki;
y ₇ – S8 – sygnał wn z cewki do rozdzielacza zapłonu;	F ₆ – uszkodzenie elektronicznego układu zapłonowego;
y ₈ – S9 – sygnał wn z rozdzielacza zapłonu;	F ₇ – uszkodzenie cewki zapłonowej;
y ₉ – S10 – iskra zapłonowa;	F ₈ – uszkodzenie aparatu zapłonowego;
y ₁₀ – S11 – sygnał napędu rozdzielacza zapłonu;	F ₉ – uszkodzenie rozdzielacza zapłonu;
y ₁₁ – S12 – sygnał sterujący impulsem zapłonu układu elektronicznego;	F ₁₀ – uszkodzenie układu sterującego impulsem zapłonu;
y ₁₂ – S13 – sygnał podciśnienia z kolektora ssącego silnika spalinowego;	F ₁₁ – uszkodzenie wyłącznika elektromagnetycznego rozrusznika;
y ₁₃ – S14 – moment napędowy wałka aparatu zapłonowego;	F ₁₂ – uszkodzenie rozrusznika;
y ₁₄ – S15 – impuls sterujący momentem zapłonu;	F ₁₃ – uszkodzenie mechanizmu sprzęgającego rozrusznika;
y ₁₅ – S16 – sygnał ze stacyjki pojazdu załączający wyłącznik elektromagnetyczny rozrusznika;	
y ₁₆ – S18 – sygnał prądowy zasilania uzwojeń rozrusznika;	
y ₁₇ – S19 – moment obrotowy wirnika rozrusznika;	
y ₁₈ – S20 – moment rozruchowy	

rozrusznika;	F ₁₄ – uszkodzenie przełącznika pompy paliwa;
y ₁₉ – S21 – sygnał zasilania przełącznika pompy paliwa;	F ₁₅ – uszkodzenie pompy paliwa;
y ₂₀ – S22 – sygnał zasilania pompy paliwa;	F ₁₆ – uszkodzenie świecy zapłonowej;
y ₂₁ – S23 – strumień zasilania paliwem.	

Na rys. 2 przedstawiono ogólny schemat obwodu zasilania [2].



Rys. 2. Ogólny schemat samochodowego obwodu zasilania energią elektryczną

Dla obwodu z rys. 2 można zdefiniować binarną macierz diagnostyczną przedstawioną w tabeli 2 (0 – oznacza poprawną, a 1 – niepoprawną wartość zmierzonego symptomu) [2].

Tabela 2.
Binarna macierz diagnostyczna dla obwodu zasilania pojazdu

F/y	y ₄	y ₃	y ₂	y ₁
F ₀	0	0	0	0
F ₁	1	1	1	0
F ₂	1	0	1	0
F ₃	1	0	1	0
F ₄	1	1	1	1

Rozróżnialność uszkodzeń F_2 i F_3 wykazano z wykorzystaniem algorytmu przedstawionego w [2].

W tabeli 3 zaprezentowano wartości sygnałów diagnostycznych uznane za poprawne w badanym obwodzie:

Tabela 3.

Poprawne wartości sygnałów diagnostycznych

y_4	y_3 [obr/min]	y_2 [V]	y_1 [V]
$0 \div I_{w \max}$	1000 ÷ 7000	14,00 ÷ 14,45	13,5 ÷ 14,5

Uwzględniając przyjęte założenia wykonano serię pomiarów laboratoryjnych, których wyniki posłużyły jako podstawa do treningu i testowania sieci neuronowej.

3. WYBRANE WYNIKI KOMPUTEROWEJ DIAGNOSTYKI

W tabelach 4 i 5 przedstawiono wybrane zestawy uszkodzeń (F_i) i sygnałów symptomowych (y_j) użytych do treningu i testowania sieci. Z uwagi na specyfikę aplikacji, w tabelach tych poprawna praca (F_0) jest reprezentowana przez wartość 1.

Tabela 4.

Dane treningowe sieci

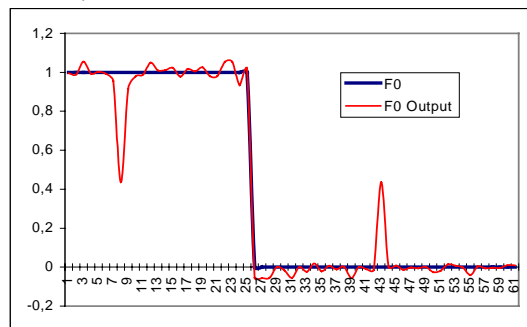
Lp.	y_1	y_2	y_3	y_4	F_0	F_1	F_2	F_3	F_4
1	13,27	12,5	1000	3,2	1	0	0	0	0
2	13,37	13,5	1000	3,25	1	0	0	0	0
3	13,57	14,6	1000	2,25	1	0	0	0	0
4	13,2	14	1000	2,8	1	0	0	0	0
5	12,35	12,5	1000	2,5	1	0	0	0	0
...									
57	14,42	14,6	5000	1,75	0	0	1	0	0
58	14,36	14,75	5000	1,95	0	0	1	0	0
59	14,35	14,75	5000	2,75	0	0	1	0	0
60	14,05	14,5	5000	3,75	0	0	1	0	0
61	14,04	14,5	5000	2,5	0	0	1	0	0

Tabela 5.

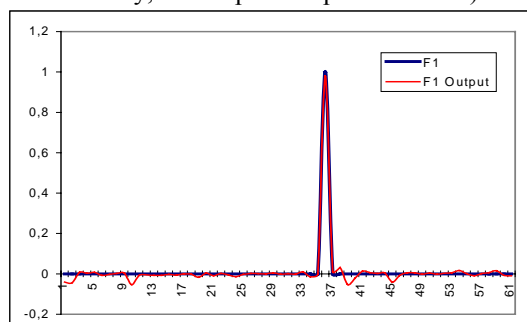
Dane testowe sieci

Lp.	y_1	y_2	y_3	y_4	F_0	F_1	F_2	F_3	F_4
1	12,64	12,75	1000	3,2	1	0	0	0	0
2	13,06	13	1000	3,2	1	0	0	0	0
3	12,75	13,5	1000	3,1	1	0	0	0	0
4	13,37	12	1000	3,2	1	0	0	0	0
5	12,64	11,5	1000	2,85	1	0	0	0	0
...									
36	12,9	12,9	0	2,5	0	1	0	0	0
37	13,2	13	1000	3,25	0	0	1	0	0
38	13,6	14,5	1000	2,5	0	0	1	0	0
39	13,7	13,5	1000	2,75	0	0	1	0	0
40	13,68	13,5	1000	3	0	0	1	0	0

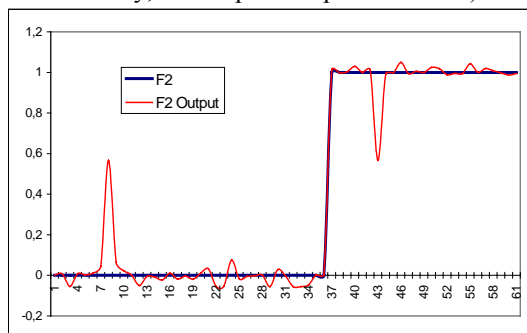
Dane z tabel 4 i 5 zostały wykorzystane w procesach uczenia i testowania modelu sieci typu wielowarstwowego perceptronu z dwiema warstwami ukrytymi o strukturze: 4-33-15-5 z regułą MBP (Momentum Back Propagation). Skuteczność diagnostowania przedstawiono na rys. 3 ÷ 8 (wykorzystano pakiet Neural Networks Solution).



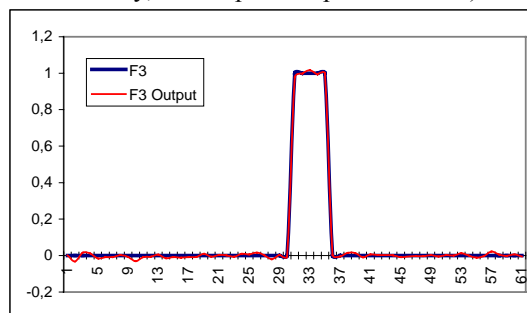
Rys. 3. Praca poprawna (F_0 – przebieg zadany, F_0 Output – odpowiedź sieci)



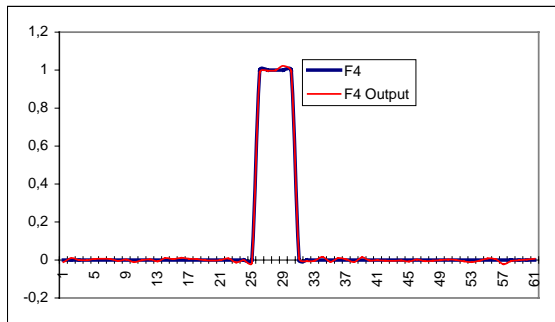
Rys. 4. Uszkodzenie F_1 (F_1 – przebieg zadany, F_1 Output – odpowiedź sieci)



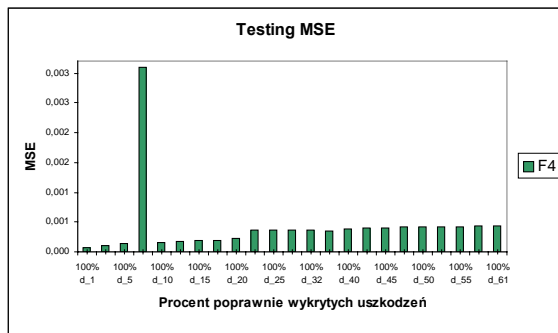
Rys. 5. Uszkodzenie F_2 (F_2 – przebieg zadany, F_2 Output – odpowiedź sieci)



Rys. 6. Uszkodzenie F_3 (F_3 – przebieg zadany, F_3 Output – odpowiedź sieci)



Rys. 7. Uszkodzenie F_4 (F_4 – przebieg zadany, F_4 Output – odpowiedź sieci)



Rys. 8. Procent poprawnie wykrytych uszkodzeń przy testowaniu sieci (dla uszkodzenia F_4)

4. PODSUMOWANIE

Na przykładzie obwodu zasilania przeanalizowano zastosowanie pomiarów sygnałów diagnostycznych w komputerowym diagnozowaniu elektrycznego wyposażenia samochodu. Przedstawione wyniki komputerowej diagnostyki potwierdzają możliwość efektywnego wykorzystania perceptronów do uczenia i testowania sieci rzeczywistymi sygnałami pomiarowymi.

LITERATURA

- [1] Jastriebow A., Gad S., Słoń G., Zawadzki A. Rozróżnialność uszkodzeń przy komputerowej diagnostyce wyposażenia elektrycznego samochodu, IX Konferencja Naukowo – Techniczna ZASTOSOWANIA KOMPUTERÓW W ELEKTROTECHNICE, ZKwE'2004, Poznań/Kiekrz, 2004 (przyjęte do druku).
- [2] Jastriebow A., Gad S., Słoń G., Zawadzki A., Łaskawski M. Analiza rozróżnialności uszkodzeń przy diagnozowaniu samochodowych urządzeń elektrycznych, Materiały III Międzynarodowego Kongresu Diagnostyki Technicznej, III MKDT Poznań 2004 (przyjęte do druku).

Informacje o Autorach przedstawiono na str. 138

IDENTYFIKACJA ZMIENNYCH PROCESOWYCH SUSZARKI DASZKOWEJ W SYSTEMIE SYMUNEURON W ASPEKTCIE DIAGNOSTYKI

Renata WALCZAK

Politechnika Warszawska, Wydział Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii,
Instytut Inżynierii Mechanicznej, Zakład Inżynierii Systemów
ul. Łukasiewicza 17, 09-400 Płock, tel./fax (24) 367 59 95, e-mail: rpwalcza@pw.plock.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono propozycję zastosowania charakterystyki energetycznej przydatności suszarek rolniczych do oceny efektywności systemu bioagrosuszającego, Zastosowano miary efektywności energetycznej systemu uwzględniając warunki zewnętrzne oraz sposób zastosowania systemu. Zidentyfikowano efektywność, jako cechę działania, zdefiniowano miary efektywności energetycznej, efektywność systemu odniesiono do sposobu jego eksploatacji, zakładając, że efektywność energetyczna jako cecha eksploatacji zależy od własności systemu.

Słowa kluczowe: system ekspertowy, system diagnostyki, suszarka daszkowa.

PROCESS VARIABLES IDENTIFICATION IN SYMUNEURON SYSTEM CONSIDERING DRYER SELECTION AND DRYING PROCESS DIAGNOSIS

Summary

The paper identifies process variables substantial from the technology and economy requirements point of view. The efficiency factor matrix has been identified taking into consideration initial and final process variables and their differences. The paper examines and compares several process variables and suggests places where they could be measured. It has been presented Symuneuron system providing process variables and efficiency indexes calculation. In order to calculate final drying process parameters the system uses conventional mathematical model and neural networks as well.

Keywords: expert system, diagnosis system, cascade dryer.

1. WYKAZ PODSTAWOWYCH OZNACZEŃ

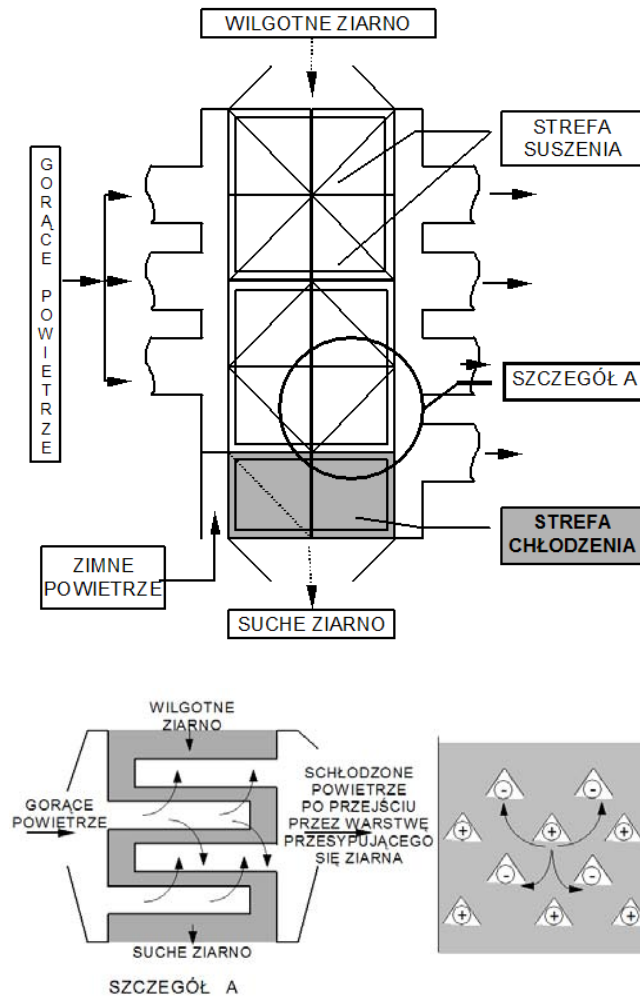
G	- natężenie przepływu powietrza suszającego, kg/s,
G _s	- natężenie przepływu suchego powietrza suszającego, kg/s,
M	- natężenie przepływu materiału suszonego, kg/s,
M	- natężenie przepływu suchego materiału suszonego, kg/s,
Q	- natężenie przepływu ciepła, J/s,
t	- temperatura czynnika suszającego, °C,
t _m	- temperatura suszonego materiału, °C,
t _p	- temperatura suszonego materiału, °C,
u	- zawartość wody w materiale suszonym, kg _{wody} /kg _{such. masy} ,
x	- zawartość wody w czynniku suszącym, kg _{wody} /kg _{such. masy} ,
φ	- wilgotność względna powietrza suszającego, %
w	- wilgotność względna materiału suszonego, %

2. WPROWADZENIE

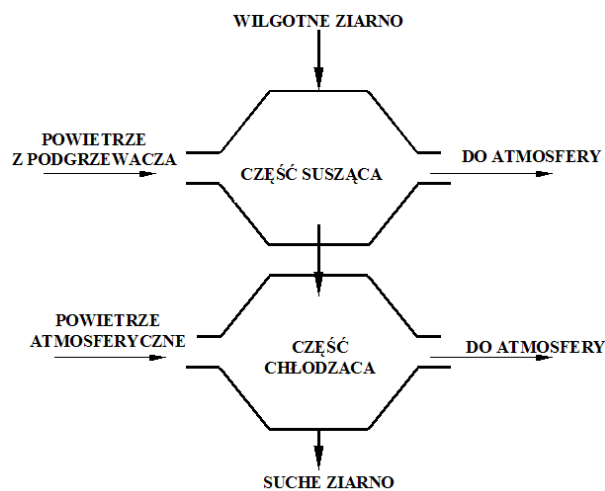
Obiektem rozważań jest system bioagrosuszarniczy, którego egzemplifikację stanowi suszarka daszkowa. Suszarka daszkowa [2] (rys. 1) składa się z szeregu komór umieszczonych jedna nad drugą, przez które grawitacyjnie przesypane jest materiały suszone. Komory wyposażone są w daszkowate kanały doprowadzające i odprowadzające czynnik suszący. Gorący czynnik suszący przepływa z kanałów doprowadzających powietrze do kanałów odprowadzających przepływa przez przesypane się przez komorę materiał suszony oddając mu swoje ciepło i odbierając parę wodną w nim zawartą. Intensywność i energochłonność procesu suszenia zależy od typu zabudowy w komorach suszarki, rodzaju i ilości kanałów rozprowadzających i odbierających powietrze suszące.

W pracy rozważano dwa układy funkcjonalne suszarek. Pierwsza konfiguracja nie posiada recyrkulacji powietrza suszącego. Schemat ideowy konfiguracji bez recyrkulacji przedstawiono na rys.

Druga konfiguracja zapewnia recyrkulację powietrza suszącego z drugiej części suszącej do części pierwszej oraz z części chłodzącej do części drugiej. Konfigurację tę przedstawiono na rys. 3.



Rys. 1. Schemat budowy i zabudowy suszarki daszkowej

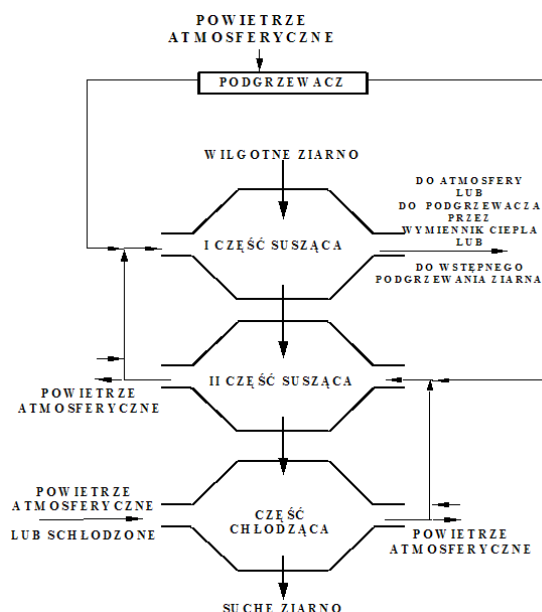


Rys. 2. Schemat funkcjonalny suszarki daszkowej bez recyrkulacji

System bioagrosuszarniczy rozumiany jako system użytkowania, SV określany jest jako zbiór złożony z podsystemów [5]:

$$SV = \langle SW, SP, SZ, O, RV \rangle \quad (1)$$

- SW, podsystemu wytwórczego będącego obiektem eksploatacji, rozumianego jako zbiór użytkowników realizujących przy pomocy zbiorów środków technicznych, zbiór zadań, zgodnie ze zbiorem technologii produkcji.
- SP, podsystemu operacyjnego,
- SZ, podsystemu zasilania,
- O, infrastruktury,
- RV, ciągu relacji pomiędzy podsystemami.



Rys. 3. Schemat funkcjonalny suszarki daszkowej z recykulacją

System uzdatniania SD określony jest jako zbiór złożony z podsystemów: zasilania, SZ, uzdatniającego, SU, wytwórczego, SW i operacyjnego SP. System eksploatacyjny, SE, stanowi zbiór złożony z systemów użytkowania, SV i systemu uzdatniania, SD.

Funkcjonowanie obiektu eksploatacji może być zakłócone przez utratę jego zdolności. Powodem może być utrata zdolności jednego z elementów systemu, przede wszystkim infrastruktury i przedmiotu działania (zdolność techniczna) lub systemu produkcyjnego (zdolność użytkowa).

Obiekt eksploatacji rozumiany jest jako zbiór podstawowych konfiguracji funkcjonalnych w stanie użytkowania, kiedy to na system eksploatacyjny oddziałują system zasilania, SZ, system operacyjny, SP oraz otoczenie [5].

Suszarka daszkowa jest urządzeniem używanym okresowo, przede wszystkim w czasie żniw. Zarówno przed, jak i po kampanii suszarniczej wymaga ona określenia jej stanu. Podobnej oceny należy dokonywać w trakcie okresowego

użytkowania. Diagnostyka stanu maszyny może być prowadzona w trakcie jej funkcjonowania na podstawie sprawdzania poprawności działania. Na podstawie analizy zmiennych procesowych można wnioskować o zdolności, zdolności ograniczonej, ze względu na efektywność pracy lub niezdolności suszarki [1].

Celem pracy jest identyfikacja zmiennych parametrów procesu suszenia oraz wyznaczenie miar przydatności suszarki daszkowej, dzięki którym możliwa będzie ocena wpływu poszczególnych elementów na przydatność użytkową urządzenia w stanie zdolności technicznej.

3. MIARY EFEKTYWNOŚCI EKSPLOATACYJNEJ

System bioagrotechniczny opisano następującymi zmiennymi [5]:

- T, czas przebywania systemu w danym stanie eksploatacyjnym,
- U, osiągnięte w określonym czasie efekty,
- N, nakłady poniesione dla osiągnięcia założonych efektów.

Miary przydatności systemu wyrażone są poprzez relacje między powyższymi zmiennymi.

Efektywność eksploatacyjną określono jako iloraz uzyskanych efektów, U, do poniesionych nakładów, N, potrzebnych do osiągnięcia tych efektów w funkcji czasu.

Dla funkcji ciągłych, określonych w całej swojej dziedzinie efektywność eksploatacyjna określona jest równaniem (2), dla funkcji dyskretnych wartości ta kreślona jest równaniem (3).

$$E(\tau) = \int_0^{\tau} \frac{U(T)}{N(T)} dT \quad (2)$$

$$E(\tau) = \sum_{i=1}^{i=l} \frac{U(T)}{N(T)} \Delta T_i \quad (3)$$

I – liczba przedziałów, na którą podzielono przedział $\langle 0, \tau \rangle$.

Wartość funkcji opisującej nakłady jest zawsze większa od zera, wartość funkcji osiągniętych efektów przyjmuje wartości z określonego przedziału $\langle U_d, U_g \rangle$, wartość funkcji efektywności przyjmuje, zatem wartości z przedziału $\langle -E_d, E_g \rangle$.

Ocena wartości funkcji efektywności pozwala wyznaczyć dopuszczalny czas użytkowania systemu oraz dopuszczalne wartości graniczne funkcji efektywności, poniżej których użytkowanie systemu nie jest celowe. Możliwe jest dzięki temu również porównywanie działania tego samego systemu w różnych chwilach albo porównywanie podobnych konfiguracyjnie lub funkcjonalnie systemów. Funkcja efektywności pozwala również przeprowadzić analizę wrażliwości ze względu na zmiany poszczególnych parametrów zmiennych procesu. Analiza wartości funkcji efektywności

w czasie umożliwiają ocenę systemów z punktu widzenia ich stabilności efektywnościowej [5].

Efektywność eksploatacyjna zależy od wielu czynników, między innymi niemierzalnych antropotechnicznych, społecznych, organizacyjnych i mierzalnych, technicznych i ekonomicznych. W niniejszej pracy oceniano efektywność energetyczną procesu suszenia z punktu widzenia wykorzystania ciepła. Do oceny suszarki na podstawie analizy prowadzonego procesu suszenia zarówno na etapie doboru suszarki jak i podczas jej eksploatacji wykorzystano wskaźniki efektywności. Każdy z elementów macierzy W , po uwzględnieniu tylko początkowych i końcowych zmiennych: M , u , t_m , G , x , t , QM , Q i różnic między nimi, zawiera podstawowe charakterystyki efektywności systemu, podstawowy ich zbiór przedstawiono w macierzy W (4). Z macierzy wybrano zbiór wskaźników efektywności systemu bioagrosuszającego. Wskaźniki te wyrażają relacje pomiędzy parametrami konstrukcyjnymi, funkcjonalnymi i technologicznymi systemu [4].

$$W = \begin{pmatrix} \frac{M}{M} & \frac{M}{U} & \frac{M}{t_m} & \frac{M}{G} & \frac{M}{x} & \frac{M}{t} & \frac{M}{QM} & \frac{M}{Q} \\ \frac{U}{U} & \frac{U}{U} & \frac{U}{t_m} & \frac{U}{G} & \frac{U}{x} & \frac{U}{t} & \frac{U}{QM} & \frac{U}{Q} \\ \frac{M}{M} & \frac{U}{U} & \frac{t_m}{t_m} & \frac{G}{G} & \frac{x}{x} & \frac{t}{t} & \frac{QM}{QM} & \frac{Q}{Q} \\ \frac{t_m}{M} & \frac{t_m}{U} & \frac{t_m}{t_m} & \frac{t_m}{G} & \frac{t_m}{x} & \frac{t_m}{t} & \frac{t_m}{QM} & \frac{t_m}{Q} \\ \frac{G}{G} & \frac{G}{U} & \frac{G}{t_m} & \frac{G}{G} & \frac{G}{x} & \frac{G}{t} & \frac{G}{QM} & \frac{G}{Q} \\ \frac{M}{M} & \frac{U}{U} & \frac{t_m}{t_m} & \frac{G}{G} & \frac{x}{x} & \frac{t}{t} & \frac{QM}{QM} & \frac{Q}{Q} \\ \frac{x}{x} & \frac{x}{U} & \frac{x}{t_m} & \frac{x}{G} & \frac{x}{x} & \frac{x}{t} & \frac{x}{QM} & \frac{x}{Q} \\ \frac{M}{M} & \frac{U}{U} & \frac{t_m}{t_m} & \frac{G}{G} & \frac{x}{x} & \frac{t}{t} & \frac{QM}{QM} & \frac{Q}{Q} \\ \frac{t}{t} & \frac{t}{U} & \frac{t}{t_m} & \frac{t}{G} & \frac{t}{x} & \frac{t}{t} & \frac{t}{QM} & \frac{t}{Q} \\ \frac{M}{QM} & \frac{U}{QM} & \frac{t_m}{QM} & \frac{G}{QM} & \frac{x}{QM} & \frac{t}{QM} & \frac{QM}{QM} & \frac{Q}{QM} \\ \frac{M}{Q} & \frac{U}{Q} & \frac{t_m}{Q} & \frac{G}{Q} & \frac{x}{Q} & \frac{t}{Q} & \frac{QM}{Q} & \frac{Q}{Q} \\ \frac{M}{M} & \frac{U}{U} & \frac{t_m}{t_m} & \frac{G}{G} & \frac{x}{x} & \frac{t}{t} & \frac{QM}{QM} & \frac{Q}{Q} \end{pmatrix} \quad (4)$$

4. ZMIENNE PARAMETRY PROCESU SUSZENIA

Z punktu widzenia ekonomiki procesu suszenia najistotniejszym celem jest znalezienie takich parametrów pracy suszarki, dla których jej sprawność będzie najwyższa. Osiągnięcie najwyższej sprawności oznacza najmniejsze wydatki dla jednostki wykorzystującej suszarkę. W poszukiwaniu kompromisu między spełnieniem wymagań technologii procesu suszenia i zapewnienia najwyższej sprawności należy już na etapie projektowania ustalać wartości zmiennych procesowych, na podstawie których można wnioskować o przebiegu procesu suszenia. Wartości tych zmiennych również mogą być wykorzystywane do diagnozowania procesu oraz sterowania nim.

W celu opisanego procesu konieczna jest znajomość następujących zmiennych:

Zmienne opisujące materiał suszony:

- typ ziarna i wartości parametrów charakteryzujących to ziarno, m.in.: ciepło właściwe, ciężar właściwy, ciężar usypny, porowatość warstwy ziarna,

- strumień masy materiału, M_{we} ,
- wejściowa wilgotność względna materiału lub zawartość wody w materiale, w_{mwe} , u_{we} ,
- początkowa temperatura materiału, t_{mwe}
- końcowa wilgotność względna materiału lub zawartość wody w materiale, u_k , x_{mk} ,
- końcowa temperatura materiału, t_{mk}
- * Zmienne opisujące powietrze:
 - strumień masy powietrza suszającego, G_s ,
 - początkowa temperatura powietrza suszającego, t_{pwe}
 - początkowa wilgotność względna powietrza suszającego lub początkowa zawartość wody w powietrzu, ϕ_{we} , x_{we} ,
 - ciśnienie atmosferyczne, p ,
 - temperatura powietrza otoczenia, t_{ot} ,
 - recyrkulacja powietrza,
 - końcowa wilgotność względna powietrza suszającego, końcowa zawartość wody w powietrzu, ϕ_{wys} , x_{wys} ,
 - końcowa temperatura powietrza suszającego, t_{pwy}
- * Zmienne opisujące budowę suszarki:
 - liczba sekcji suszających,
 - wymiary daszków,
 - liczba daszków,
 - współczynnik przenikania ciepła ścianki suszarki.

Zmienne parametry procesu suszenia to sześć zmiennych procesowych: strumień masy materiału, M , zawartość wody w materiale suszonym, u , temperatura materiału suszonego, t_m , strumień masy powietrza suszającego, G , zawartość wody w powietrzu suszącym, x , temperatura powietrza suszającego, t_p .

Wielkość nakładów energii cieplnej określona jest przez bilans cieplny:

$$Q_{we} = c_p G_s (1+x) (t_{pwe} - t_{ot}) \quad (5)$$

gdzie:

G_s – suchy strumień masy powietrza suszającego.

Zawartość wody x_{we} w wejściowym powietrzu suszącym mierzona jest pośrednio poprzez pomiar wilgotności względnej powietrza otoczenia, które wykorzystywane jest jako powietrze suszące. Wilgotność względna powietrza wyznaczana jest metodą psychrometryczną. Zawartość wody wyznaczana jest analitycznie na podstawie zależności:

$$x = \frac{\phi \cdot 0,622 \cdot p_s}{p_{at} - \phi \cdot p_s} \quad (6)$$

gdzie:

p_s – ciśnienie nasycenia przy danej temperaturze wyznaczono analitycznie.

Konieczny jest również pomiar wielkości strumienia masy powietrza suszającego na wejściu do suszarki. Wartość ta również wyznaczana jest pośrednio poprzez wyznaczenie strumienia objętości

powietrza suszącego. Strumień objętości wyznaczany jest przy pomocy zwężki Venturiego zamontowanej bezpośrednio przed suszarką. Strumień masy suchego powietrza wyznaczany jest z zależności:

$$G_s = \frac{G}{(1+x)} \quad (7)$$

Pomiar temperatury otaczającego powietrza wykonywany jest w miejscu poboru powietrza do podgrzewacza. Pomiar temperatury powietrza suszącego wykonywany przy wejściu do suszarki. Pomiar temperatury wykonywane są za pomocą czujników do pomiaru temperatury. W bilansie energetycznym suszarki nie uwzględniono strat ciepła na odcinku przewodu dostarczającego powietrze z podgrzewacza do suszarki. Założono doskonałą izolację tego przewodu. W przypadku braku izolacji należy uwzględnić straty ciepła na odcinku od podgrzewacza do suszarki, do wyznaczenia których konieczny jest pomiar temperatury powietrza suszącego tuż za podgrzewaczem oraz przed wejściem do suszarki. Straty ciepła wyznaczane są z równania (8)

$$\Delta Q = Q_{\text{podgrzewacza}} - Q_{\text{we}} \quad (8)$$

gdzie:

$$Q_{\text{podgrzewacza}} = G c_p t_{\text{podgrzewacza}} \quad (9)$$

$$Q_{\text{we}} = G c_p t_{\text{pwe}} \quad (10)$$

Zużycie ciepła w procesie obliczone jest z zależności (11)

$$\Delta Q = Q_{\text{we}} - Q_{\text{wy}} \quad (11)$$

gdzie:

$$Q_{\text{we}} = G c_p t_{\text{pwe}} \quad (12)$$

$$Q_{\text{wy}} = G c_p t_{\text{pwy}} \quad (13)$$

Oprócz pomiaru temperatury powietrza suszącego podawanego do suszarki mierzone są temperatury powietrza opuszczającego każdą sekcję suszącą, a także w przypadku zastosowania recyrkulacji powietrza, temperatury powietrza zasilającego każdą z sekcji suszarki.

Zużycie energii na odparowanie wody w procesie suszenia, obliczane wg równania (14) wymaga określenia początkowej i końcowej zawartości wody w materiale suszonym.

$$Q_{\text{parowania}} = M_{\text{wody}} r \quad (14)$$

$$M_{\text{wody}} = M_s (u_{\text{we}} - u_{\text{wy}}) \quad (15)$$

gdzie:

$Q_{\text{parowania}}$ – ciepło zużyte na odparowanie wody z materiału suszonego,

r – ciepło parowania

M_s – strumień masy suchego materiału

u_{we} – zawartość wody w materiale wchodzącym do suszarki

u_{wy} – zawartość wody w materiale opuszczającym suszarkę

Zawartość wody wyznaczana jest pośrednio przez wyznaczenie wilgotności względnej materiału suszonego. Wilgotność względna wyznaczana jest za pomocą czujników wilgotności przy wejściu do suszarki i na wyjściu z każdej sekcji suszącej. Okresowo wilgotność względna wyznaczana jest metodą wagową. Zawartość wody wyznaczana jest z zależności:

$$u = \frac{w}{100 - w} \quad (16)$$

gdzie

u – zawartość wody w materiale suszonym,

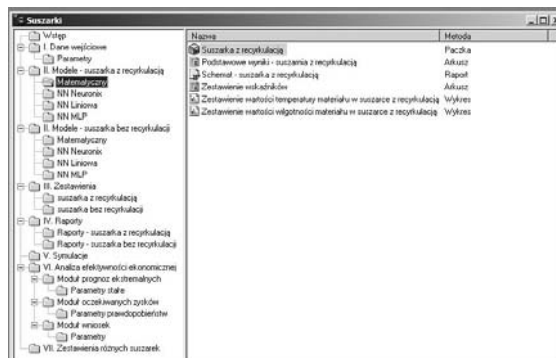
w – wilgotność względna materiału suszonego,

Strumień masy materiału wyznaczany jest metodą wagową lub za pomocą rotametrów przy wejściu do suszarki. Strumień masy suchego materiału wyznaczany jest z zależności:

$$M_s = \frac{M}{(1+u)} \quad (17)$$

5. SYSTEM SYMUNEURON

Na etapie projektowania suszarki konieczne jest analizowanie wpływu zmiennych parametrów procesu suszenia oraz pozostałych parametrów na wskaźniki efektywności. W tym celu model matematyczny procesu suszenia [3] został zaimplementowany w Delphi i wykorzystano go w systemie Symuneuron napisanym w środowisku Sphinx. Okno główne systemu przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Okno główne programu Symuneuron

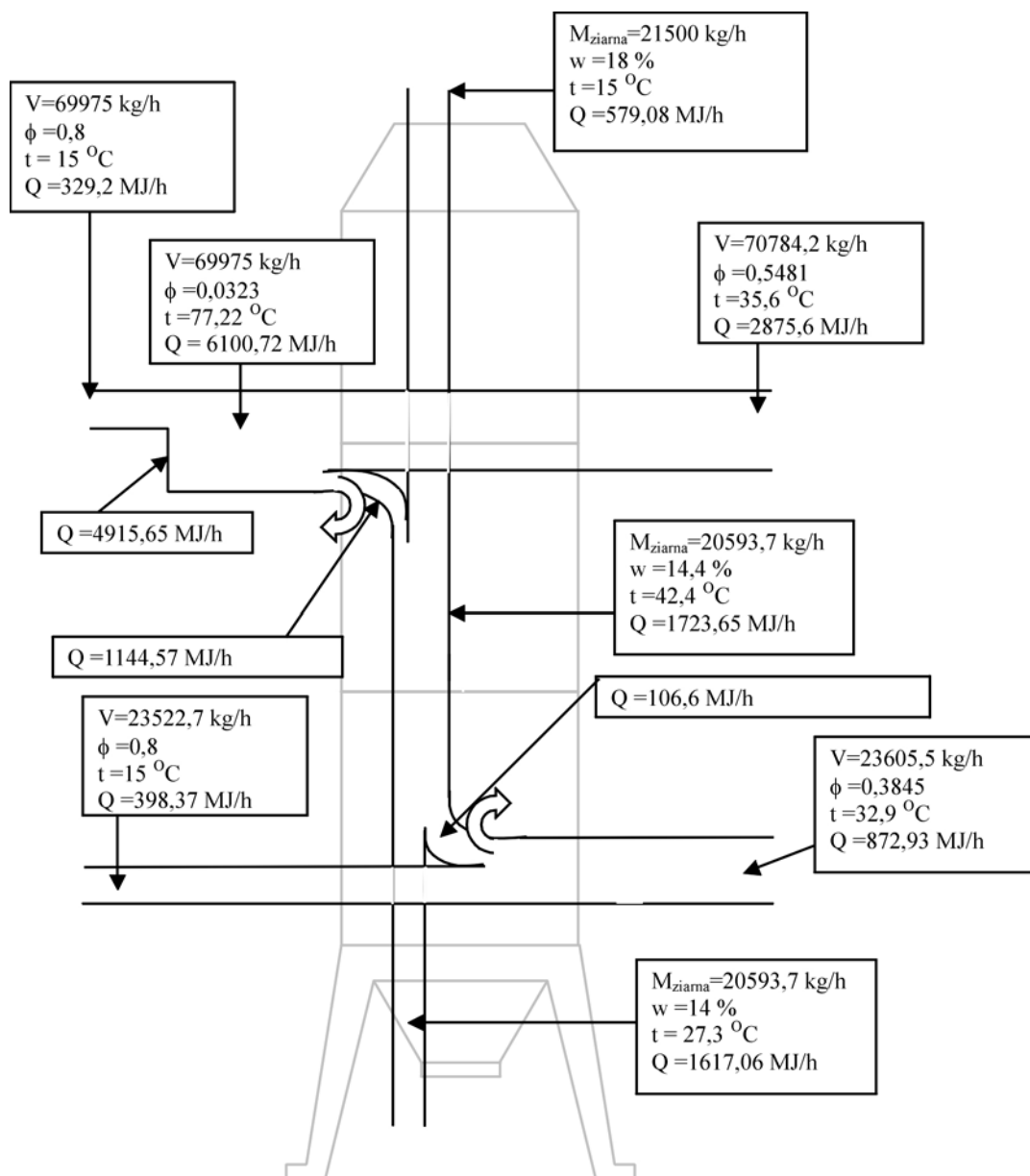
System ten pozwala dobrać i ocenić najbardziej użyteczną konfigurację suszącą suszarki daszkowej. Suszarka podzielona jest na dwie sekcje suszące oraz sekcję chłodzącą. Do wyznaczenia parametrów końcowych procesu wykorzystano również sieci neuronowe. Użytkownik definiuje wymiary kanałów suszących, odległości między nimi, liczbę daszków w poszczególnych częściach urządzenia, współczynnik przenikania ciepła ścianki suszarki, początkową temperaturę i wilgotność suszonego materiału, początkową wilgotność i temperaturę powietrza suszącego, strumień masy suszonego materiału, strumień powietrza suszącego. Na tej

podstawie obliczane są końcowe wartości zmiennych procesowych w każdej sekcji urządzenia: temperatura i wilgotność powietrza suszącego oraz temperatura i wilgotność suszonego materiału. Eksperymenty symulacyjne pozwalają ocenić projektowaną suszarkę. Możliwa jest analiza wartości poszczególnych zmiennych oraz ustalenie przedziałów zmienności tych zmiennych. W trakcie czynnego użytkowania suszarki prowadzona jest kontrola jej stanu na podstawie wartości wyznaczonych zmiennych procesowych.

Uzyskane z obliczeń wyniki przedstawiane są w systemie Symuneuron w różnej formie. Wykres Sankey'a dla wymiany ciepła przedstawiono na rys. 6, zestawienie wskaźników przedstawia rys. 5.

Wskaźnik	Wartość
Podstawowe	
Masa odparowanej wody	579,5
Ilość ciepła dostarczonego, MJ/h	4424,24
Jednostkowe zużycie ciepła na odparowanie wody, MJ/kg * h	5,03
Jednostkowy ubytek wody, kg/kg	0,95
Sprawność suszarni	0,517
Wskaźnik wysuszenia	0,96
Strumień powietrza	
Natężenie strumienia powietrza na strumień wejściowego materiału, kg/kg	3,3
Natężenie powietrza na 1 kg wysuszonego materiału, kg/kg	3,8
Natężenie strumienia gazu wejściowego na 1 kg odparowanej wody, kg/kg	89,1
Natężenie powietrza suchego na 1 kg materiału suchego, kg/kg	5,2
Współczynnik aeracji, kg/kg	3,2
Strumień ciepła	
Strumień ciepła dostarczonego na 1 kg wilgotnego materiału, MJ/kg	0,286
Strumień ciepła dostarczonego na 1 kg wysuszonego materiału, MJ/kg	0,215

Rys. 5. Okno zestawiające wskaźniki efektywności procesu suszenia



Rys. 6. Wykres Sankey'a dla wymiany ciepła utworzony w systemie Symuneuron

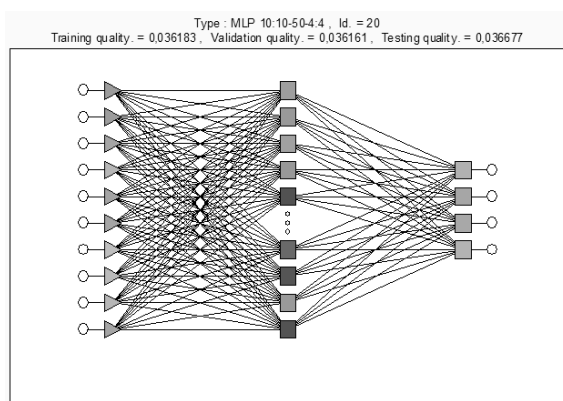
W systemie Symuneuron użytkownik ma możliwość zdefiniowania żądanej końcowej temperatury i wilgotności suszonego materiału, a system wygeneruje wartości parametrów konstrukcyjnych i technologicznych procesu suszenia zapewniające osiągnięcie tych wartości.

6. SIECI NEURONOWE

W systemie Symuneuron obok modelu matematycznego do opisu procesu suszenia wykorzystano sieci neuronowe. Najlepiej proces ten opisują sieci typu MLP uczone z nauczycielem metodą wstecznej propagacji błędów. W wyniku wielu eksperymentów, do nauki wybrano następujące zmienne:

- * Zmienne wejściowe:
 - o pole przekroju suszarki w płaszczyźnie normalnej do kierunku przepływu ziarna,
 - o wysokość całej sekcji suszącej,
 - o temperatura powietrza zewnętrznego,
 - o temperatura początkowa materiału,
 - o początkowa zawartość wody w materiale,
 - o temperatura początkowa powietrza suszącego,
 - o zawartość wody w powietrzu suszącym,
 - o strumień suchej masy suszonego materiału,
 - o strumień suchej masy powietrza suszącego,
 - o współczynnik przenikania ciepła ścianki suszarki.
- * Zmienne wyjściowe:
 - o temperatura końcowa suszonego materiału,
 - o końcowa zawartość wody w materiale,
 - o temperatura końcowa powietrza suszącego,
 - o zawartość wody w powietrzu suszącym.

Schemat sieci najlepiej opisującej proces suszenia przedstawiono na rys. 7.



Rys. 7. Struktura sieci neuronowej wykorzystanej do modelowania procesu suszenia

Na rys. 8 przedstawiono efekty uczenia różnych sieci neuronowych. W celu ustalenia, które zmienne są najistotniejsze przeprowadzono analizę wrażliwości najlepszego modelu neuronowego. Kolejno z danych wejściowych wykluczano

poszczególne zmienne i oceniano błąd popełniany przez sieć w stosunku do kompletnego zestawu zmiennych wejściowych. Na rysunku 9 przedstawiono wyniki analizy wrażliwości. W tabeli 1 wejściowe zmienne procesowe uszeregowano wg ważności od najważniejszych do najmniej ważnych.

Obok zmiennej określono błąd, jaki popełniała sieć po wyłączeniu tej zmiennej w stosunku do całego modelu. Zmienne, które po wyłączeniu dają taki sam błąd jak model bez wyłączenia żadnej zmiennej można spróbować zaniedbać i uważać za nieistotne z punktu widzenia oceny procesu i sterowania nim. W celu wyłączenia zmiennej konieczne jest przeprowadzenie wielu eksperymentów. Między zmiennymi może występować efekt synergii i zaniedbanie ich po jednorazowym przeprowadzeniu analizy wrażliwości mogłoby być błędem.

Biorąc pod uwagę najważniejsze zmienne wejściowe zaimplementowano moduł umożliwiający ich dobór ze względu na żądane wartości parametrów końcowych procesu suszenia.

Raport podsumowania modelu (suszenie_ucczary_sta)											
test	Typ	Jakość ucz.	Jakość wal.	Jakość test.	Ekwd ucz.	Ekwd walid.	Ekwd test.	Uczymie/kładn.	Wz	Węzł (kryta1)	(kryta2)
1	GRNN 10-10-5170-5-4-4	0.041656	0.640978	0.665383	1.756611	29.62094	21.49555	SS	10	5170	5
2	GRNN 10-10-5170-5-4-4	0.496660	0.611584	0.601888	15.35523	18.99883	18.44484	SS	10	5170	5
3	GRNN 10-10-5170-5-4-4	0.328739	0.588873	0.533944	8.82307	17.96204	17.55589	SS	10	5170	5
4	GRNN 10-10-5170-5-4-4	0.242854	0.568755	0.513483	7.247111	17.59534	17.02736	SS	10	5170	5
5	GRNN 10-10-5170-5-4-4	0.390653	0.606900	0.605588	12.22677	17.29182	18.21262	SS	10	5170	5
6	GRNN 10-10-5170-5-4-4	0.253800	0.553518	0.520541	8.85004	17.29912	16.81939	SS	10	5170	5
7	RBF 10-10-316-4-4	0.456778	0.475152	0.480433	8.89071	10.34314	10.62130	KM KMLP	10	316	0
8	RBF 10-10-475-4-4	0.381890	0.428737	0.403405	8.06915	9.08191	8.56913	KM KMLP	10	475	0
9	RBF 10-10-713-4-4	0.317895	0.390440	0.387793	6.60437	8.32882	8.26298	KM KMLP	10	713	0
10	RBF 10-10-1071-4-4	0.250595	0.330310	0.315338	5.32757	7.18259	6.86653	KM KMLP	10	1071	0
11	RBF 10-10-1607-4-4	0.188219	0.252298	0.258293	3.88400	5.60433	5.74122	KM KMLP	10	1607	0
12	RBF 10-10-2085-4-4	0.161866	0.264609	0.270918	3.38486	5.55284	5.71809	KM KMLP	10	2085	0
13	Linowa 10-10-4-4	0.526659	0.518996	0.532267	0.05222	0.05586	0.05666	PL	10	0	0
14	MLP 10-10-13-4-4	0.173309	0.189629	0.174983	0.02111	0.02144	0.02134	BP100.CG190b	10	13	0
15	MLP 10-10-15-4-4	0.150957	0.144821	0.148475	0.02045	0.02091	0.02178	BP98b	10	15	15
16	MLP 10-10-11-4-4	0.145115	0.143719	0.154516	0.02068	0.02060	0.02072	BP100.CG193b	10	11	0
17	MLP 10-10-15-4-4	0.146441	0.152298	0.151888	0.01928	0.01928	0.01970	BP91b	10	15	15
18	MLP 10-10-15-4-4	0.157223	0.158818	0.160459	0.01953	0.01911	0.02034	BP99b	10	15	0
19	MLP 10-10-15-4-4	0.142026	0.142694	0.149159	0.01995	0.01895	0.01895	BP92b	10	15	15
20	MLP 10-10-15-4-4	0.143822	0.152925	0.153227	0.01983	0.01893	0.02020	BP95b	10	15	15

Rys. 8. Wyniki uczenia różnych sieci neuronowych

Analiza wrażliwości - 32 (suszenie_ucczary_sta)											
Zmienna	Zmi1	Zmi2	Zmi3	Zmi4	Zmi5	Zmi6	Zmi7	Zmi8	Zmi9	Zmi10	
Horaz 32	1.431353	4.330125	1.095020	1.751122	3.634422	1.683964	2.284433	3.615046	5.553383	0.39927	
Ranga 32	1.000000	2.000000	3.000000	4.000000	3.000000	7.000000	5.000000	4.000000	1.000000	10.00000	

Rys. 9. Wyniki analizy wrażliwości modelu neuronowego

7. PODSUMOWANIE

Wykorzystując system Symuneuron możliwa jest ocena wpływu zmiennych parametrów procesu suszenia, parametrów otoczenia oraz parametrów konstrukcyjnych na efektywność energetyczną suszarki. Zaproponowano miejsca pomiaru temperatur, wilgotności i strumieni masy powietrza suszącego i materiału suszonego. Zaproponowano również przyjęcie do oceny procesu suszenia zbioru wskaźników efektywności energetycznej.

Tabela.1. Wyniki analizy wrażliwości modelu neuronowego

	Zmienne procesowe uszeregowane wg ważności	Wielokrotność błędu popełnianego przez sieć neuronową bez rozpatrywanej zmiennej
1	Strumień suchej masy powietrza suszącego	5,56
2	Wysokość całej sekcji suszącej	4,33
3	Początkowa zawartość wody w materiale	3,63
4	Strumień suchej masy suszonego materiału	3,61
5	Zawartość wody w powietrzu suszącym	2,28
6	Temperatura początkowa powietrza suszącego	1,75
7	Temperatura początkowa materiału	1,68
8	Pole przekroju suszarki w płaszczyźnie normalnej do kierunku przepływu ziarna	1,43
9	Temperatura powietrza zewnętrznego	1,09
10	Współczynnik przenikania ciepła ścianki suszarki	0,99



Dr inż. **Renata Walczak**
 Wydział Budownictwa,
 Mechaniki i Petrochemii
 Politechniki Warszawskiej.
 W swojej pracy naukowej
 zajmuje się zagadnieniami
 sztucznej inteligencji oraz
 ekonomiki eksploatacji.

LITERATURA

1. Cempel C. Diagnostyka maszyn. Międzyresortowe Centrum Naukowe Eksploatacji Majątku Trwałego. Radom.1992.
2. Olesen H.: Grain drying. Innovation Development Engineering ApS, Thisted, Denmark 1987.
3. Pabis S., Powierża L., Suprunowicz: Porównanie niektórych matematycznych modeli procesu konwekcyjnego suszenia warstwy ziarna w przeciwprądzie. Roczniki Nauk Rolniczych, t. 71-C-1, s. 65-72. Warszawa 1974.
4. Powierża L.: Zarys inżynierii systemów bioagrotechnicznych. Instytut Technologii Eksploatacji Radom-Płock 1997.
5. Powierża L. Efektywność eksploatacyjna maszyn rolniczych. Rozprawa habilitacyjna. IBMER, Warszawa 1981.



Uczestnicy Konferencji

Uczestnikami Konferencji byli przedstawiciele nauki i praktyki przemysłowej z kraju i z zagranicy, zajmujący się diagnostyką techniczną. Stanowią oni ukształtowane już forum diagnostyczne dostawców i użytkowników teorii diagnostyki i technologii diagnozowania. Organizatorzy w szczególności pragną podziękować za udział przedstawicielom nauki, którzy wnieśli swój cenny wkład w program obrad konferencji, a w szczególności wyróżnić: Prof. C. Cempel, Prof. A. Ambrozik, Prof. L. Będkowski, Prof. W. Basinuk, Prof. P. Bielawski, Prof. A. Dubow, Prof. St. Gad, Prof. J. Girtler, Prof. H. Holka, Prof. R. Jedliński, Prof. H. Kaźmierczak, Prof. J. Lewitowicz, Prof. Zb. Lozia, Prof. R. Michalski, Prof. St. Niziński, Prof. St. Radkowski, Prof. M. Styp-Rekowski, Prof. W. Szewczenko, Prof. H. Tylicki, Prof. M. Woropay, Prof. B. Żółtowski.

Lata tradycji zintegrowanego środowiska tej Konferencji i wiążących się z nią dokonań naukowych i wdrożeniowych stanowią o sile realizowanych spotkań i potrzebie ich kontynuacji. W dokonania tego środowiska wpisuje się także zespół z ATR w Bydgoszczy, który od lat organizuje cykliczne Konferencje o tematyce Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów.

Podczas ceremonii otwarcia Konferencji organizatorzy i środowisko diagnostyczne uhonorowało dyplomami uznania za udział w cyklach Konferencji, wkład w rozwój diagnostyki technicznej oraz integrację społeczności naukowej środowiska następujące osoby: Prof. C. Cempel, Prof. A. Ambrozik, Prof. L. Będkowski, Prof. P. Bielawski, Prof. St. Gad, Prof. J. Girtler, Prof. H. Kaźmierczak, Prof. J. Lewitowicz, Prof. R. Michalski, Prof. St. Niziński, Prof. St. Radkowski, Dr A. Jeżowski oraz Dr Z. Ćwik. Uroczystość otwarcia i ceremonię wręczenia dyplomów uświetnił swoją obecnością Dziekan Wydziału Mechanicznego ATR w Bydgoszczy, Prof. Henryk Holka.

Organizatorzy konferencji dziękują za udział w Konferencji uczestnikom, których liczba ogółem wyniosła 72 osoby i jednocześnie zapraszają do wzięcia udziału w kolejnej edycji Konferencji Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów.



Za Komitet Organizacyjny
Prof. dr hab. inż. Bogdan Żółtowski



Wszystkie opublikowane prace w czasopiśmie uzyskały pozytywne recenzje.

Redakcja zastrzega sobie prawo korekty nadesłanych artykułów.

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

Wytyczne do publikowania w DIAGNOSTYCE można znaleźć na stronie internetowej:

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

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

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