DIAGNOZA - GENEZA - PROGNOZA => PODSTAWA KAŻDEJ DECYZJI





Nr 1(45) / 2008

RADA PROGRAMOWA / PROGRAM COUNCIL

PRZEWODNICZĄCY / CHAIRMAN: prof. dr hab. dr h.c. mult. Czesław CEMPEL Politechnika Poznańska

REDAKTOR NACZELNY / CHIEF EDITOR: prof. dr hab. inż. **Ryszard MICHALSKI** *UWM w Olsztynie*

CZŁONKOWIE / MEMBERS:

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

prof. dr. Ioannis ANTONIADIS National Technical University Of Athens – Grecja

dr inż. **Roman BARCZEWSKI** Politechnika Poznańska

prof. dr hab. inż. Walter BARTELMUS Politechnika Wrocławska

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

prof. dr hab. inż. Lesław BĘDKOWSKI WAT Warszawa

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

prof. dr hab. inż. Wojciech CHOLEWA Politechnika Śląska

prof. dr hab. inż. Zbigniew DĄBROWSKI Politechnika Warszawska

prof. dr hab. inż. Marian DOBRY Politechnika Poznańska

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

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

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

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

prof. dr hab. inż. **Daniel KUJAWSKI** Western Michigan University – USA prof. dr hab. **Wojciech MOCZULSKI** Politechnika Śląska

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

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

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

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

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

prof. Vasily S. SHEVCHENKO BSSR Academy of Sciences Mińsk – Białoruś

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

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

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

prof. dr hab. inż. Andrzej WILK Politechnika Śląska

dr Gajraj Singh YADAVA Indian Institute of Technology – Indie

prof. Alexandr YAVLENSKY J/S company "Vologda Bearing Factory" – Rosja

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

Wszystkie opublikowane prace uzyskały pozytywne recenzje wykonane przez dwóch niezależnych recenzentów. Obszar zainteresowania czasopisma to problemy diagnostyki, identyfikacji stanu technicznego i bezpieczeństwa maszyn, urządzeń, systemów i procesów w nich zachodzących. Drukujemy oryginalne prace teoretyczne, aplikacyjne, przeglądowe z badań, innowacji i kształcenia w tych zagadnieniach.

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

REDAKTOR NACZELNY: prof. dr hab. inż. **Ryszard MICHALSKI**

SEKRETARZ REDAKCJI: dr inż. Sławomir WIERZBICKI

CZŁONKOWIE KOMITETU REDAKCYJNEGO: dr inż. Krzysztof LIGIER dr inż. Paweł MIKOŁAJCZAK ADRES REDAKCJI: Uniwersytet Warmińsko – Mazurski w Olsztynie Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn 10-736 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11 tel.: 089-523-48-11, fax: 089-523-34-63 www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka e-mail: diagnostyka@uwm.edu.pl

KONTO PTDT: Bank PEKAO SA O/Warszawa nr konta: 33 1240 5963 1111 0000 4796 8376

NAKŁAD: 270 egzemplarzy

Wydanie dofinansowane przez Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego

Spis treści

Robert GUMIŃSKI, Marcin JASIŃSKI, Stanisław RADKOWSKI – Politechnika Warszawska5 Small-Sized Test Bed For Diagnosing The Gigacycle Fatigue Processes Małogabarytowe stanowisko do diagnozowania gigacyklowych procesów zmęczeniowych
Józef RYBCZYŃSKI – Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku
Zbigniew KORCZEWSKI, Marcin ZACHAREWICZ – Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni
Andrzej GRZADZIELA – Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni
Paweł WIRKOWSKI – Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni
Zdzisław KOWALCZUK, Tomasz BIAŁASZEWSKI – Politechnika Gdańska
Piotr CZECH – Politechnika Śląska
Jarosław BEDNARZ, Tomasz BARSZCZ, Tadeusz UHL – AGH Kraków
Jan GRUSZECKI, Paweł RZUCIDŁO – Politechnika Rzeszowska
Aleksander UBYSZ – Politechnika Śląska
Aleksander UBYSZ – Politechnika Śląska
Bartosz NOWAK, Mariusz KACZMAREK – Uniwersytet Kazimierza Wielkiego w Bydgoszczy
Krzysztof MENDROK – AGH Kraków
Józef BŁACHNIO – ITWL Warszawa, Mariusz BOGDAN – Politechnika Białostocka

Joanna IWANIEC – AGH Kraków
Eliza JARYSZ-KAMIŃSKA – Politechnika Szczecińska
Henryk KAŹMIERCZAK, Tadeusz PAWŁOWSKI, Jacek KROMULSKI – PIMR Poznań109 Metody energetyczne w diagnostyce maszyn Energetic Methods In Diagnostics Of Machines
Grzegorz ŻYWICA
Adam ROSIŃSKI – Politechnika Warszawska
Wojciech TOCZEK – Politechnika Gdańska
Aleksander JASTRIEBOW – Politechnika Radomska, Stanisław GAD, Grzegorz SŁOŃ – Politechnika Świętokrzyska
Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz WOJNAR, Grzegorz PERUŃ – Politechnika Śląska
Paweł LINDSTEDT, Henryk BOROWCZYK – Politechnika Białostocka
Jerzy GIRTLER – Politechnika Gdańska
Marian W. DOBRY – Politechnika Poznańska
Andrzej GAJEK – Politechnika Krakowska
Adam PIETRZYK – EC ELECTRONICS sp. z o.o., Tadeusz UHL – AGH Kraków
Warto przeczytać

_

SMALL-SIZED TEST BED FOR DIAGNOSING THE GIGACYCLE FATIGUE PROCESSES

Robert GUMIŃSKI, Marcin JASIŃSKI, Stanisław RADKOWSKI

Instytute of Machine Design Fundamentals, Warsaw University of Technology ul. Narbutta 84, 02-524 Warsaw, <u>ras@simr.pw.edu.pl</u>

Summary

The purpose of this paper is to develop, for highly-resistant materials, a method of forecasting and analysis of gigacycle fatigue durability $(10^8 \div 10^9 \text{ cycles})$ relying on vibroacoustic signal analysis. The method proposes the use of results of vibroacoustic signal analysis obtained during accelerated fatigue tests conducted in dedicated test bed constructed specially for this purpose and operating in the frequency range of 10 kHz which corresponds to the resonance frequency of vibration of samples.

The presented test bed is a unique small sized structure compared to the foreign solutions which have been constructed while using the supporting structures of classical machines used for durability testing. Thanks to the small dimensions and mass, the test bed can be located on the vibration shaker, thus introducing resonant frequencies modulation.

Vibroacoustic diagnosis methods enable not only the detection of surface defects but also detection of defects occurring in the core of a sample. Thus it becomes possible to try to learn the nature of increased durability to fatigue and to try to use the features of vibroacoustic signals in forecasting the gigacycle fatigue durability.

Keywords: vibroacoustic diagnosis, gigacycle fatigue processes, piezoelectric generators.

MAŁOGABARYTOWE STANOWISKO DO DIAGNOZOWANIA GIGACYKLOWYCH PROCESÓW ZMĘCZENIOWYCH

Streszczenie

Celem pracy jest opracowanie, dla materiałów o wysokiej wytrzymałości, metody prognozowania i analizy gigacyklowej trwałości zmęczeniowej $(10^{8} \div 10^{9} \text{ cykli})$ na podstawie badania sygnału wibroakustycznego. W metodzie proponuje się wykorzystać wyniki analizy sygnału wibroakustycznego, uzyskiwane podczas przyspieszonych badań zmęczeniowych, prowadzonych na specjalnie do tego celu skonstruowanym i zbudowanym stanowisku badawczym, pracującym w zakresie częstotliwości rzędu 10 kHz, odpowiadającym częstotliwości drgań własnych próbek.

Powyższe stanowisko badawcze jest unikatową, małogabarytową, konstrukcją w porównaniu z konstrukcjami zagranicznymi zabudowanymi w ramach od maszyn wytrzymałościowych. Dzięki małym wymiarom i masie stanowisko badawcze można umieszczać na wzbudniku drgań, tym samym wprowadzając modulację częstotliwości rezonansowych.

Metody diagnostyki wibroakustycznej umożliwiają nie tylko detekcję uszkodzeń powierzchniowych, ale również wykrycie uszkodzeń występujących w rdzeniu próbki. Możliwym staje się podjęcie próby poznania natury zwiększonej trwałości zmęczeniowej oraz próby wykorzystania w prognozowaniu gigacyklowej trwałości zmęczeniowej cech sygnałów wibroakustycznych.

Słowa kluczowe: diagnostyka wibroakustyczna, gigacyklowe procesy zmęczeniowe, generatory piezoelektryczne.

1. INTRODUCTION

In 1960's and 1970's solutions which put stress on the possibility of controlling the growth of cracks and faults that initially existed in the material were applied when designing structures subjected to variable loads, which could lead to the effect of fatigue-related damage. Another approach assumed that the existing cracks propagated only until reaching the assumed threshold value. Both methods referred to the principles and methods having origins in the mechanics of cracking. Development of high-speed vehicles and machines with high-speed motors as well as increasingly broader use of new materials, especially the high performance materials, led to the need for revising the 19th century assumptions regarding the possibility of occurence of infinite resistance of structural materials to fatigue. Above all it turned out, in the case of such materials the assumption related to the asymptotic run of Wohler's curve after exceeding the limit of 10^{6} ÷ 10^{7} cycles was not fulfilled, which could have been the reason for occurence of critical defects and catastrophes with extensive consequences, since in many cases fatigue-related defects of these materials were noted after exceeding 10^{8} ÷ 10^{9} cycles.

Meanwhile it is worth noting [1] that the required resistance of modern car engines to fatigue is 10^8 cycles while for big Diesel engines used in ship or high-speed locomotives it is 10^9 cycles. Some elements of turbine engines (e.g. the rotor shaft) should demonstrate fatigue resistance in the range of 10^{10} cycles.

Majority of materials fail to fulfill such assumptions [1], thus there exists the need for looking for new high performance materials.

While acccounting for the above raised issues attempts are made more and more frequently at conducting accelerated wear-and-tear tests with the use of piezoelectric or magneto-restrictive generators and processors characterized by high frequencies, in the range of 10-30 kHz, which enables shortening the research on gigacycle wear and tear process down to reasonable periods (10⁹ cycles can accordingly be obtained in 30 hours).

However, due to the limited power of the signal, the research has to be conducted in the bandwidth of a sample's resonant vibration in contrast with the forced vibration to which a sample is subjected in the classical low-frequency testing equipment.

Exemplary sizes of samples, for specified own frequency vibration values, as well as the duration (hours) of the experiment for the assumed number of cycles are presented in [2].

For example the sample (three-point bending, sample (HxW) 8mm x 5mm made from steel) length for frequency 10kHz is 254 mm and the duration of the experiment for 10^8 cycles is 28 hours, the sample length for frequency 20kHz is 127 mm and the duration of the experiment for 10^8 cycles is only 14 hours.

While accounting for proper (own) vibration frequency to examining the gigacycle material fatigue process, we need to solve numerous problems from the area of machine dynamics, determine the range of the sample's resonance vibration, depending on a material's dynamic properties, type of mounting and the sample's geometry as well as the structure and analysis of vibroacoustic measures characterized by high sensitivity to individual stages of the wear and tear process.

Early attempts of explaining the phenomenon of destruction in the gigacycle range of resistance to fatigue refer to the models and the experience acquired during research of low and high-cycle resistance to fatigue. One could point here to the attempts of applying methods involving the stress intensity factor [3], use of assessment of residual stress evaluation in the zone preceding the cracking, the effects of regular strengthening and weakening [2]. In parellel we could observe the use of various methods of reaching the information regarding the occuring degradation processes, from use of laser interferrometers to measurement of crack growth in a unit of time corresponding to the assumed number of cycles.

Attempts are made to learn more closely the physical aspects of gigacycle process of fatiguerelated damage. E.g. in [4], when discussing the results of lab tests attention is drawn to the high scatter of resistance to fatigue. Various mechanisms of crack initiation process are pointed as the main reasons of obtaining such results: occurrence of inclusions disturbing the homogenous structure of the material is the reason of initiation of cracks in the range of high maximum stress values, while in the case of smaller maximum values of stress it is inclusions or surface damage that are considered to be the reason of a crack on a sample's surface. Additional factors having influence on the course of the fatigue-related defect development process make it difficult to forecast the shape of the stress fatigue-related damage curve in the $10^8 \div 10^9$ cycles range [2]. Problems are in the definition of infinite fatigue lifetime curve or straight line shape and also in the definition of gigacycle fatigue lifetime curve or straight line shape.

In the real operating conditions of critical kinematic nodes, the resistance of elements to fatigue will be influenced by factors correlated with the mechanism of changes of surface layer parameters, thus having varied influence on the process of vibroacoustic signal generation [5]. Below we have discussed an example of a testbed for examining the gigacycle fatigue processes.

2. TYPICAL TESTBED FOR EXAMINING GIGACYCLE FATIGUE-RELATED PROCESSES

Till the present moment there have not existed any norms regarding the method of conducting the tests of gigacycle fatigue processes. Laboratories dealing with such research, e.g. in the USA, Austria, France [1], China, Japan, Slovakia are at the stage of developing their own research procedures. In spite of the fact that the machines used for durability tests in these labs differ, still they have several common features. Most important of them include:

- high-frequency generator which generates sinusoidal electrical signal with frequency of 10÷20kHz, usually powered with voltage of 100÷1000V;
- 2. piezoelectric (or magnetorestrictive) processor, which processes electrical signal

into mechanical vibration, standard parameters include stroke of 5-20 μ m, resonant frequency above 20 kHz;

 controlling unit – a PC which enables controlling the frequency of the generator and, depending on the other additional systems found in the test-bed, it enables controlling the temperature, the pressure, force value and direction of vibration, etc.

Early devices of this type enabled only unidirectional research at constant amplitudes, the latest devices allow tests under varying loads and with adjustable amplitudes at high or low temperatures, torsional or multi-directional tests.

High-frequency systems for fatigue tests usually operate at frequencies of 10÷20 kHz. According to [6] they are composed of the following components:

- a) A generator (usually with the power of 1000÷2500 W) it ensures sinusoidal signal with frequency of 10÷20 kHz;
- b) Piezoelectric (or magnetorestrictive) processor (processing electrical signal into mechanical vibration) and high-frequency amplifier of mechanical vibration;
- c) A controlling unit which enables:
 - measurement of shift and stress, control of amplitude and frequency, cycle meter;
 - control by a computer, including amplitude presetting (required especially for a variable load amplitude), programming of force pulses, classification and recording of amplitudes on-line, control of frequency ranges;
- d) Additional equipment, including a cooling unit (to prevent temperature growth), environmental chambers (furnace, corrosion chamber, pool), devices for measuring crack development (a microscope, video camera);
- e) Frame and devices for applying static and dynamic compressive or stretching loads (mode I $R \neq -1$) or applying transverse loads (modes II and III), usually relying on the frames of machines for testing the resistance to fatigue.

In order to achieve specific and sufficiently high amplitudes, the high frequency machines must operate in a resonant mode. This means that each vibrating element, including the sample, must have specified geometry and mechanical properties. A sample is usually symmetrical along the centerline (with circular or square cross-section) while its length must enable emergence of a longitudinal stationary wave at 10-20 kHz with maximum stress and pressure in the center of the sample and maximum deformation at the ends of the sample. The sample should have a constant cross-section or the cross-section should be reduced in the middle of the sample (usually having the shape of a bell or an hour-glass in order to increase the amplitude). Flexible deformation at the end of the sample is

measured with the use of strain gauges or shift detectors. The measured signal is sent in a feedback loop to the amplitude controlling unit. The maximum deformation of ε is calculated based on deformation amplitude or it is measured in the center of the sample where maximum deformations occur. If the relationship between the stress and the deformation is known (e.g. based on Hooke's law), then stress can be calculated based on deformation. If the sample is mounted only at one end, then without applying external load we deal with stretching-and-compressing load (R =-1). Amplitude is controlled with the use of PID-type integrating-differential controller which guarantees that the preset amplitude value is achieved with high precision (99% in latest devices). Apart from amplitudes, it is also the frequencies that are controlled to maintain the resonance. This is achieved with the use of PLL (phase loop). Frequency monitoring can be used for performing automatic operations, e.g. switching-off a device when a crack occurs.

Special attention is devoted to temperature growth caused by high frequencies of applied load, which can be very big depending on the amplitude and load of the examined material. One of the possibilities of preventing the growth of a sample's temperature is applying the load in the form of pulses with breaks from time to time. The duration of the pulses of 25÷100 ms (500÷2000 cycles) can be applied with breaks of 50 and 1000 ms. In addition cooling by fans or spraying of liquid can be applied. Otherwise there may occur e.g. fatiguerelated corrosion.

Test-beds relying on use of high frequencies can be used not only for measuring the fatiguerelated lifecycle but also for examining the process of development of cracks due to mechanical reasons. Currently such research assumes that determination of stress intensity factor of ΔK is decisive. The amplitude of deformation or change of speed at the end of a sample or stress at the center of a sample are used to determine ΔK . The maximum value of stress intensity coefficient K_{max} can be calculated based on vibration amplitude u at the end of a sample or speed v of the end of a sample, length of crack a, and width of sample W. In practice it is the calibration relying on the amplitude of deformation at the center of a sample (the crack plane), which can be measured with the use of relevant devices, and which proves more and relevant. Deformation ε , useful for a hypothetical crack length equal zero, which is directly proportional to vibration amplitude or vibration speed, defines the size of the load. The coefficient of stress intensity is calculated while relying on formula (1), where Y_u is a correction applied at the moment when we control the amplitude, while correction Y_{v} is applied when it is the amplitude of the speed of the sample's end that is decisive. The difference between Y_u and Y_v is caused by growth of resonant frequency which accompanies the growth of the crack's length, which in turn has influence on the amplitude of the sample end's speed [2].

$$K = f(\varepsilon, E, a, W, Y_u, Y_v)$$
(1)

where:

$$Y_u = f(a, W),$$
$$Y_u = f(a, W)$$

The publications [1] include various test-beds which depend on the type of research.

3. SMALL-SIZED TEST-BED

The test-beds enabling gigacycle fatigue tests usually enable three-point bending with the sample set on two supports mounted on a foundation.

From the point of view of fatigue-related destruction of a tooth, the authors propose a testbed for examining gigacycle fatigue-related processes for two-point bending. For the maximum deformation in the range $5\div40~\mu\text{m}$ and the generated frequency of ca. 10kHz, a system has been selected that can be powered with 230V current. It is a piezoelectric generator PPA40XL (Fig. 1) which interworks with LA75C power supply unit.



Fig. 1. Piezoelectric generator PPA40XL



Fig. 2. Own vibration frequency depending on beam length

The preliminary dimensions were calculated of the sample (WxHxL): 5mm x 10mm x 30mm while assuming that resonance vibration eigenfrequency for the sample equals 10 kHz (Fig. 2). The beam can be made of titanium or high quality steel.

As was mentioned in item [2], the typical testbeds for gigacycle research usually rely on the frames of machines used for tests of fatigue life. These test-beds have relatively big dimensions and weight. The authors have designed a small-size testbed for diagnosing the gigacycle fatigue-related processes (Fig. 3). The test-bed has the form of a cube with dimensions of 0.3x0.3x0.3 m and its weight does not exceed 10 kg. The head is made of titanium and mounted directly in the piezoelectric generator. The beam is mounted with the use of an circular cam (in order to do away with play). Small dimensions have been proposed to enable mounting the test-bed on TIRA TV 5500/LS shaker (Fig. 4) having the following parameters: nominal load -4000 N, frequency range DC÷3000 Hz, maximum acceleration 54 g. Use of the shaker will enable generation of frequencies that modulate the beam's eigenfrequency, vibration thus enabling examination of more complex mechanisms of fatigue-related crack initiation and development.



Fig. 3. Small-sized test-bed for diagnosing gigacycle fatigue-related processes



Fig. 4. TIRA TV 5500/LS shaker

The authors also analyzed the resonant frequencies of individual elements of the test-bed (Table 1) so as to avoid resonance of the test-bed when applying the beam's resonance frequency.

Table 1	. Resonance	frequencies	of the	test-bed's
---------	-------------	-------------	--------	------------

alamanta

		cicilicitis
Ite	Name of the element	Resonant
m.		frequency
1	Head mounted on a piezo	1442 Hz
	generator.	
2	Mandrel connected to the	1456 Hz
	disk by a threaded	
	connection	
3	Disk mounted on a piezo	38764 Hz
	generator.	
4	Circular cam	> 50000Hz
5	Body of the test-bed	416 Hz

After analyzing the assumptions of the test-bed others discovered that it is a big problem to select a relevant kinematic node which could enable mating of the head with a sleeve in the upper plate of the test-bed (Fig. 5) and had durability of $10^8 \div 10^9$ cycles. The authors designed two solutions:

- 1. Mating of two very hard surfaces; was proposed covering the two mating surfaces, the head's pin and the sleeve in the test-bed's casing, with a coat of titanium nitrade (it is practically a pioneer solution in Poland and around the world);
- 2. Installing of aerostatic bearing in the casing (Fig. 6), thanks to which there would be no direct contact between pin and the sleeve while centering of both elements would be realized with the use of an air cushion, with the supply pressure of ca. 4 bar.

At the present stage a test-bed according to variant 2 will build, next the concept of applying the aerostatic bearing will build.



Fig. 5. Kinematic node in laboratory test-bed



Air bearing Fig. 6. Diagram of connections in the aerostatic bearing

4. CONCLUSIONS

Accelerated fatigue tests on a gigacycle test-bed with input frequency of ca. 10 kHz enable reduction of test duration down to economically-acceptable time (10^8 cycles can be achieved in 30 hours).

Small dimensions of the test-bed enable research which has not been done to-date, namely examination of the influence of modulating frequencies on the vibration eigenfrequency of the sample's, hence analysis of more complex aspects of fatigue-related cracks' initiation and propagation.

Thus the main outcome is the development and construction of a relevant test-bed for examining gigacycle fatigue processes as well as testing procedures accounting for not taken to-date anywhere in the world attempts of using the features of vibroacoustic signals in forecasting the gigacycle resistance to fatigue.

BIBLIOGRAPHY

- [1].Bathias C., Paris P. C.: Gigacycle Fatigue in Mechanical Practice. Marcel Dekker, New York, 2005.
- [2].Jasiński M., Radkowski S: Diagnozowanie gigacyklowych procesów zmęczeniowych w przekładni zębatej (Diagnosis of gigacycle fatigue processes in a toothed gear). Diagnostyka, Vol. 36, 2005, str. 13÷24.
- [3].Kujawski D.: ΔK_{eff} parameter under reexamination. International Journal of Fatigue, Vol. 25, 2003, str. 793÷800.
- [4].Marines I., Bin X., Bathias C.: An understanding of very high cycle fatigue of metals. International Journal of fatigue, Vol. 25, 2003, str. 1101÷1107.
- [5].Radkowski S.: Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycz-nych (Vibroacoustic diagnosis of low-energy defects). Instytut Technologii Eksploatacji, Warszawa-Radom, 2002.
- [6].Stanz-Tschegg S. E.: Fracture mechanisms and fracture mechanics at ultrasonic frequencies. Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., Vol. 22, 1999, str. 567÷579.



Machine

models.



analysis, security of technical systems and risk analysis. Marcin JASIŃSKI, Ph.D. a lecturer in Vibroacoustic Laboratory of Institute of Design Fundamentals of Warsaw University of Technology. In his scientific work he with vibroacoustic deals diagnosis and empiric

Robert GUMIŃSKI, M.Sc., a Ph.D. student in SiMR Department of Warsaw

University of Technology.

In his scientific work he

deals with vibroacoustic

Prof. Stanisław **RADKOWSKI**, a professor in Institute of Machine Design Fundamentals of Warsaw University of Technology, manager of the Technical Diagnosis and Risk Analysis scientific team, Chairman of Polish Society Technical of Diagnosis.

In his scientific work he deals with vibroacoustic diagnosis and technical risk analysis.

MAPS OF TOLERABLE MISALIGNMENTS OF BEARINGS APPLICABLE IN DIAGNOSTIC SYSTEM OF THE 13K215 TURBOSET

Józef RYBCZYŃSKI

Institute of Fluid-Flow Machinery, Polish Academy of Sciences, 80-952 Gdańsk, ul. Fiszera 14, tel.: (+48) 058-699 52 73, e-mail: <u>ryb@imp.gda.pl</u>

Summary

The article presents results of research oriented on creating a pattern of the dynamic state of a turboset in the presence of a defect consisting in the misalignment of its bearings. The work contains the exemplary set of three-dimensional graphs, which illustrate vibration levels of all bearings as a function of displacement of each turboset bearing in any direction in relation to its base position. Graphs showing division of the area of the expected bearing dislocations into the sub-areas of permissible and prohibited dislocations have been then created. The work was done by means of computer simulation of bearing misalignments in the numerical model of 13K215 turboset by means of MESWIR computer code package. Relations between bearing dislocations and the dynamic state of the machine compose a set of diagnostic relations, which can be included to the base of diagnostic knowledge on the machine and used in its diagnostic system.

Keywords: technical diagnostics, vibration, bearing, misalignment.

MAPY DOPUSZCZALNYCH PRZEMIESZCZEŃ ŁOŻYSK DLA POTRZEB SYSTEMU DIAGNOSTYCZNEGO TURBOZESPOŁU 13K215

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań mających na celu utworzenie obrazu stanu dynamicznego turbozespołu w obecności defektu polegającego na rozosiowaniu jego łożysk. Praca zawiera przykładowe zbiory trójwymiarowych wykresów, które ilustrują poziom drgań wszystkich łożysk turbozespołu jako funkcje przemieszczenia jego wszystkich łożysk w dowolnym kierunku w stosunku do ich bazowego położenia. Stworzone zostały wykresy pokazujące podział obszaru możliwych przemieszczeń łożysk na podobszary dozwolonych i zabronionych przemieszczeń. Prace wykonano poprzez symulacje komputerowe przemieszczeń łożysk w numerycznym modelu turbozespołu 13K215 pakietem oprogramowania MESWIR. Związki między przemieszczeniem łożysk i stanem dynamicznym maszyny tworzą zbiór relacji diagnostycznych, który może być włączony do bazy wiedzy diagnostycznej maszyny i użyty w jej systemie diagnostycznym.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, drgania, łożysko, rozosiowanie.

1. INTRODUCTION

The first investigations of the effect of misalignment of turboset shaft line on dynamic performance of the machine were carried out according to a commercial order of power turbine producers who needed these data for diagnostic purposes. The results of these investigations turned out very attractive and initiated further, more detailed and systematic investigations of the problem [1, 2, 3].

The bearing misalignment is a defect frequently observed in rotating machines. According to [4, 5, 6], when taking into account the frequency of appearance the bearing misalignment is the second type of inefficiency, after unbalance, recorded in large machines of this type. Numerous phenomena observed in turbosets, in particular vibrations of shafts, bearings and the foundation, are expected to have their origin in bearing misalignment. These vibration phenomena are difficult to explain otherwise, and frequently grow stronger or vanish without a visible reason.

The problem of bearing misalignment is of particular importance in great rotating machines of continuous operation, such as large power turbosets. Those turbosets are usually multi-casing and multi-rotor machines in which shafts are linked together via rigid and semi-rigid couplings and which are supported in numerous oil bearings [4, 5, 6, 7]. The bearings in multi-bearing machines are arranged in such a way that the shaft line constitutes a catenary, which makes it possible to eliminate shaft bending on the couplings, the most vulnerable elements of multi-rotor machines [6, 8, 9, 10]. Dislocating any bearing with respect to its

optimum position, determined by the designed shaft catenary, changes operating conditions of the bearings and rotors supported in them. Static loads of particular bearings and shafts change, provoking changes in the dynamic state of the entire machine, which mainly manifests itself as the vibrations. The way and scale of machine response to bearing misalignment depend first of all on the scale and type of the misalignment, but is also affected by numerous other agents, such as: relative bearing positions, bearing oil film properties, and stiffness characteristics of the rotor supported by the bearings [4, 6, 11, 12, 13].

2. BACKGROUND AND MOTIVATION

The present work is a continuation and extension of author's earlier research activities in the area of bearing misalignment defect. The results of those activities were presented in series of publications. Early publications [2, 3] describe the procedure and initial results of calculations of acceptable turboset bearing dislocation ranges taking into account the criterion of permissible vibrations in all bearings, and the criterion of permissible static load of the bearings. In [2, 3] the permissible bearing dislocation ranges in vertical and horizontal directions were determined. In [11] investigations were these generalised bv determining the ranges of permissible bearing dislocations in an arbitrary direction. These investigations revealed strong interaction between two bearings located close to each other. Ref. [9, 13, 14] analyses the effect of misalignment of two most vulnerable bearings in the turboset on its dynamics in transient states, i.e. during turboset start-ups and run-downs. It was concluded that bearing misalignment considerably changes resonance characteristics of the machine, affecting both critical speeds, and vibration amplification factors. All this creates failure threats during startups and/or run-downs of a machine with misaligned bearings due to the appearance of dangerous resonances at such rotational speeds, at which the same machine without the misalignment defect would work correctly.

All the above cited research activities have revealed that the relations between the bearing misalignment and the dynamic state of the machine are not simple and straightforward. It was found that limited bearing misalignment in some direction may increase the vibrations to the level exceeding the permissible vibration range, while a larger bearing misalignment in the same direction may make the vibrations vanish again [9, 11]. That is why the determined ranges of permissible bearing dislocations are very irregular and difficult to interpret. It is impossible to predict, even intuitively, which bearing dislocations will intensify turboset vibrations and which will make them vanish.

The motivation for undertaking the reported investigations was also the information found in the literature on a remarkable effect of bearing misalignment on the dynamic state of a large rotating machine with a long shaft line supported in numerous bearings [4, 5, 6]. A general theoretical approach to the problem of shaft misalignment was presented by A. Muszynska in "Rotordynamics" [4]. From the engineering point of view, the most comprehensive elaboration of the problem of rotating machine shaft misalignment is "Shaft Alignment Handbook" by J. Piotrowski [6]. Based on the abovementioned publications we can assume that the mechanism that generates shaft vibrations and resulting stresses due to bearing misalignment is briefly the following: Bearing dislocation results in the generation of static loads in the bearings and shaft. These loads differ from nominal values, which provokes shaft bending and changes unbalance distribution. As a consequence, rotor vibrations and disturbances in bearing operation are generated, the latter manifesting themselves in oil vibrations. The rotation and vibrations of the shaft generate time-dependent shaft stresses, which interfere with the static stresses. Moreover, the vibrations are transmitted via rotor elements and the bearings to the remaining parts of the machine and can negatively affect its operation, performance and even safety.

Advanced and expensive machines, including power turbosets, require effective protection in case of possible failure. Extended diagnostic systems are developed for this purpose. To act properly, the diagnostic systems require sets of relations linking the type and intensity of defects with their observable (measurable) effects. Maps of bearing dislocations, the result of the here reported activity, are in fact relations which link the bearing misalignment defects with their symptoms vibrations. This way the relations between possible bearing dislocations and the dynamic and kinetic state of the machine compose a set of diagnostic relations, which can be included to the base of diagnostic knowledge on the machine and used in the diagnostic system [9, 15].

3. METHODOLOGY

The results of earlier studies on the subject and difficulties with their interpretation suggested the need for more comprehensive investigations of the effects of turboset bearings misalignment. Systematic studies were performed, the object of which was chosen the turboset 13K215. Scheme and specific data characterizing the machine are described in particulars in previous publications in the subject [1, 2, 10, 15]. The machine shaft line consists of 4 shafts connected by 3 couplings and supported in 7 oil bearings. The calculation model was created for a selected real turboset. The model was tuned using the results of measurements recorded in a power plant by its diagnostic system

in steady state and nominal operation conditions, at the speed equal to 3000 rev/min and full power output 211 MW [10, 12].



Fig. 1. The area of possible bearing dislocations – grid 51 x 51 points for which calculations were carried out

It was decided to study the response of this machine to dislocations of all bearings in all directions, and to record this response in the form of vibrational symptoms observed in all bearings. For this purpose a plane of possible bearing dislocations was defined, the centre of which is the basic, designed position of the bearing with respect to other bearings. Assuming this position as a base is justified by the fact that bearing dislocations reveal random nature, as a result of which dislocation of an arbitrary bearing in arbitrary direction is equally possible. Performed were systematic, detailed calculations of the effects of bearing dislocations within the ranges:

- -5mm < Δx < 5mm, with 0,2mm step in horizontal direction,
- -5mm < Δy < 5mm, with 0,2mm step in vertical direction.

It was assumed that simultaneous dislocations in vertical and horizontal direction are possible. Consequently, a 51 x 51 grid was defined on the dislocation plane, which gave 2601 possible positions of the bearing centre. The distribution of the calculation points within the 10x10 mm square is schematically shown in Fig. 1.

For each point marked with a small circle on the dislocation plane in the Fig. 1, the calculations were performed using the programme package MESWIR. For the purposes of the present publication the following quantities were calculated and analysed:

- amplitudes of relative vibrations in two directions A_x , A_y , perpendicular to each other
- RMS velocities of absolute vibrations in two directions V_x , V_y , perpendicular to each other.

The reported research is of typical theoretical and numerical nature. All calculations were

performed using a set of computer codes composing the system MESWIR [1, 12, 15]. The system was developed and is in use in IF-FM for calculating the dynamics of rotors supported on oil bearings. The rotors are modelled using finite elements. Bearing characteristics (reactions, stiffness and damping properties) are obtained as the numerical solution of the two-dimensional Reynolds equation with the Reynolds boundary conditions. The main code package is written in FORTRAN. The work consisted in calculating the dynamic state of the machine with the simulated misalignment of a selected bearing from its base position. The misalignment defect was introduced to the base model of the machine as the dislocation of a relevant node representing the bearing, in the form of dislocation components: Δx in the horizontal direction and Δy in the vertical direction. An arbitrary bearing dislocation is the geometric sum of the above elementary dislocations. The results of calculations are sequences of instantaneous positions of selected system nodes as a function of time, which makes it possible to calculate vibration amplitudes and velocities, and draw trajectories of those nodes.

In order to determine the areas of permissible bearing dislocations with respect to allowable bearing vibrations, the limits of vibrations were assumed [10, 11]. When these limiting values were exceeded, the technical state of the turboset was considered unacceptable. The following vibration criteria were assumed:

 $A < A_{lim} = 165 \ \mu m$,

where A_{lim} is the limit of relative journal-bush vibrations, expressed by the *p*-*p* dislocation amplitude in two directions inclined by 45° to the perpendicular,

 $V_{RMS} < V_{RMS \, lim} = 7,5 \, \mathrm{mm/s},$

where $V_{RMS \ lim}$ is the limit of absolute bearing vibrations, expressed by *RMS* vibration velocities in the horizontal and vertical directions.

The vibration limits were taken from the standards: ISO 7919-2 for relative vibration and from ISO 10816-2 for absolute vibration. The limits correspond to the machine warning state.

It is worth stressing that for the machine to be considered ready for operation as a whole, all these two conditions are to be simultaneously met in all bearings, and not only in the bearing in which the defect was recorded. In case any of these limits is exceeded, the turboset should be stopped from operation. There should be also underlined that type of vibration and location of points where the vibration are analysed in the machine model correspond to those measured by the diagnostic system in the real machine. That is why these maps are compatible with the recordings of the machine's diagnostic system and can be easily compared with the vibrations recorded by the system. Thus they can be used by the diagnostic system.



Fig. 2. The graphs showing vibrational response in the bearing 5 to displacements of the same bearing 5. Up: full scale of bearing vibration. Down: vertical axis magnified and cut at a parameter permissible level. Well visible are areas of prohibited bearing dislocations (shaded dark) at the limit level

4. VIBRATIONAL MAPS OF BEARING DISLOCATIONS

The response of the machine to the bearing misalignment primarily is presented in the form of three-dimensional graphs showing the intensity of vibrations of machine elements as a function of bearing dislocation. In the most voluminous form the results of the research are presented in 49 sets of graphs of this type. Each set presents the distributions of all analysed parameters in one of the seven bearings as functions of individual dislocations of one of the seven bearings. Thus the effects of misalignment of 7 bearings on those 7 bearing vibrational characteristics can be presented using 49 sets of diagrams, having the form of a function: $effect = f(\Delta x, \Delta y)$. By standard every set of the results contains four function graphs:

 $A_x = f(\Delta x, \Delta y)$ – relative vibration amplitudes in the direction of the first quarter bisector,

 $A_y = f(\Delta x, \Delta y) - relative vibration amplitudes in the direction of the second quarter bisector,$

 $V_x = f(\Delta x, \Delta y) - \text{RMS}$ velocities of absolute vibrations in the horizontal direction,

 $V_y = f(\Delta x, \Delta y) - \text{RMS}$ velocities of absolute vibrations in the vertical direction,

Sample diagrams of this type are presented in Fig. 2. The figure shows the sample function $A_x = f(\Delta x, \Delta y)$, presenting the effect of dislocation of the bearing 5 on the relative horizontal vibration amplitude observed in the same bearing 5.

In the diagrams, the base bearing position on the catenary, (i.e. when the misalignment defect is missing), is marked with a vertical line starting from the centre of the dislocation plane, point $\Delta x=0$, $\Delta y=0$. An arbitrary bearing dislocation by a vector $[\Delta x, \Delta y]$ corresponds to certain values of the parameters A_x , A_y , V_x , V_y which can be read from the diagrams. On the y-axis, the level representing the permissible limit for the earlier defined parameter $A_{lim} = 165 \mu m$ is marked. The crossing of the surface presented in the diagram with the plane parallel to the x-y plane and situated at the permissible limit level gives the level line shown in the upper part of the Fig. 2. Figures of this type were also prepared in a modified form, which cuts off the diagrams at the level of the parameter limit. As a result of this action the prohibited bearing dislocations are better visible and the distribution of the analysed parameter on the x-y plane is more readable. The lower graph of Fig. 2 presents sample of this type, which correspond to those shown in the left graph.

The projection of a cut of the vibration graph on the limiting level onto the dislocation plane defines the region of prohibited bearing dislocations from the viewpoint of a given criterion. When, in any way, the bush centre falls into this region, the machine should be stopped from operation as it means that the permissible limit for one of operating parameters was exceeded in one of the bearings.

5. MAPS OF PERMISSIBLE BEARING DISLOCATION AREAS

From the practical point of view, of high usability are simplified figures showing the division of the area of the expected bearing dislocations into the sub-areas of permissible and prohibited dislocations. Diagrams of this type may be regarded as maps of permissible/prohibited bearing dislocation. They are presented in Figs 3 – 6. Figs 3 and 4 are calculated with respect to the limit of relative bearing vibration, $A_{lim} = 165 \,\mu\text{m}$, and Figs 5 and 6 are calculated with respect to the limit of absolute bearing vibration, $V_{RMS lim} = 7,5 \,\text{mm/s}$.



Fig. 3. Division of the area of possible dislocations of the bearings 1 - 6 to permissible (white) and prohibited (marked dark) areas calculated with regard to RELATIVE HORIZONTAL shaft vibrations



Fig. 4. Division of the area of possible dislocations of the bearings 1 - 6 to permissible (white) and prohibited (marked dark) areas calculated with regard to RELATIVE VERTICAL shaft vibrations



Fig. 5. Division of the area of possible dislocations of the bearings 1 - 6 to permissible (white) and prohibited (marked dark) areas calculated with regard to ABSOLUTE HORIZONTAL shaft vibrations



Fig. 6. Division of the area of possible dislocations of the bearings 1 - 6 to permissible (white) and prohibited (marked dark) areas calculated with regard to ABSOLUTE VERTICAL shaft vibrations

Figs 3 and 5 concern vibration in x-direction, and Figs 4 and 6 concern vibration in y-direction. In every figure the maps of permissible dislocations of six consecutive turbogenerator bearings No. 1 - 6 are presented. The diagrams connected with misalignment of the bearing 7 have not been included in the Figs 3 - 6 as they are completely empty, both with respect to relative and absolute vibration in x-direction as well as in y-direction. This means that arbitrary dislocations of bearing 7 within the area -/+ 5 mm do not generate dangerous vibrations in any bearing.

In the Figs 3 - 6 the entire area of regarded bearing dislocations is divided by lines, which are the projection onto the x-y dislocation plane those lines, which are the result of intersection of the 3-dimensional vibration function with plane on the limiting level. The areas of prohibited bearing dislocations are marked dark in the figure. At the same time dislocating the bearing to an arbitrary point located within the white area does not provoke those vibration effects, which could be considered unacceptable from the point of view of machine operation. The white area represents permissible dislocations. It should be stressed, that dark area on the maps present those forbidden positions of bearings, which cause dangerous vibration in at least one of the turbogenerator bearing, no matter in which one. It does not result from the maps in Figs 3 - 6 in which bearing the limit of vibration is exceeded. To have an information in which bearing dangerous vibration are present, additional maps should be prepared, separately with respect to vibration in every particular bearing.

The Figs. 3 - 6 reveal that the areas of prohibited bearing dislocations are limited by irregular close curves. The areas are chaotically distributed on the surface of the dislocation square, within $-5\text{mm}<\Delta x<5\text{mm}$, $-5\text{mm}<\Delta y<5\text{mm}$. Depending on the analysed case the areas have different sizes and locations, impossible to predict intuitively.

Comparison of the Fig. 3 that presents areas of prohibited bearing dislocations determined when taking into account the horizontal relative vibrations and the Fig. 4 that presents areas determined when taking into account the vertical relative vibrations are very similar to each other. Similar observation can be made also in relation to absolute bearing vibration: in horizontal direction shown in Fig. 5 and in vertical direction shown in Fig. 6 (in the last case remarkable differences are observed only in case of bearing 6 dislocations). That is why the areas of prohibited dislocations of all bearings were determined also taking into account a combined criterion of horizontal and vertical vibrations, however separately for relative and absolute vibrations. Graphs of this type (not included in the paper) may have direct application in diagnostic systems. The figures show that, generally, the prohibited dislocation areas

calculated taking into account the relative vibration criterion are wider and those calculated at the absolute vibration criterion are situated almost entirely within them.

The machine as a whole should be considered unserviceable when permissible parameter limits are exceeded in any bearing due to misalignment of any bearing.

Therefore from the point of view of a certain criterion, the area of prohibited dislocations of a certain bearing is the sum (in the sense of the arithmetic of sets) of the areas of prohibited dislocations of this one bearing from the viewpoint of fulfilment this criterion in any single bearing. For instance, the area of prohibited bearing dislocations taking into account the relative vibration criterion covers all dislocations of the examined bearing which generate unacceptable relative vibrations in any of machine's bearing. The machine evaluation criteria can be linked together in an arbitrary way via the abovementioned operations on sets. Thus, based on numerous detailed maps we can construct areas of bearing dislocations provoking certain generalised effects. It is worth mentioning that the area of prohibited bearing dislocations, coloured grey in the Figs 3 - 6, is the complement to the permissible dislocation areas (white colour).

6. SUMMARY AND CONCLUSIONS

Based on the maps of permissible bearing dislocation following conclusions can be formulated:

- From the point of view of misalignment effects, of highest importance are bearings 3, 4, 5, and 6. Misalignment of these bearings threatens most severely the safety of machine operation, and in these bearings the effects of misalignment of each of them are most remarkable.
- Dislocating bearings 3, 4, 5, 6 within the range -/+5 mm always leads to exceeding relative vibration limits, both in horizontal and vertical direction, in all seven turboset bearings. Moreover, it leads to exceeding permissible absolute bush vibrations in bearings 4, 5, and 6.
- The turboset is, in practice, unaffected by dislocations of bearings 1, 2, and 7 within the range of -/+5 mm. Even if misalignment of these bearings leads to the exceeding of certain parameters, the exceeding is insignificant and does not provoke vibrational instability of the entire system.
- There is no threat with exceeding vibrations in bearings 1, 2, and 7 caused by dislocation of any turboset bearing. The recorded cases of exceeding of permissible bearing vibrations are insignificant and can be neglected in practice.

Observations and detail conclusions based on the presented investigations can be generalized as follows:

- The maps of permissible bearing dislocation gives a general view on the machine resistance to misalignment of particular bearings from the point of view of different vibration criteria.
- Vibrational response of the machine to misalignment is difficult to predict intuitively, and can be rapid and unexpected.
- A complete set of maps presenting the effects of machine bearing misalignment can be interpreted as the base of knowledge on the effects of the bearing misalignment defect and used in the diagnostic system of the analysed machine.
- The here presented base of knowledge concerning the bearing misalignment defect is an example of practical realisation of a concept of creating a pre-defined base of diagnostic knowledge using model based computer simulations.

REFERENCES

- [1]. Rybczyński J., *Optimization of Rotor Critical Speeds by Change of Features of Machine's Bearings*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, June 14-17, 2004, Vienna, No. GT2004-54291.
- [2]. Rybczyński J., Analysis of Acceptable Nonalignment of Bearings of Large Power Turboset. Diagnostics, 30 (2), p. 97, Proceedings, 3rd International Congress of Technical Diagnostics DIAGNOSTICS '2004, Poznan, Sept. 6 – 9, 2004.
- [3]. Rybczyński J., Acceptable Dislocation of Bearings of the Turbine Set Considering Permissible Vibration and Load of the Bearings, Key Engineering Materials, No. 293-294, 2004, pp. 433-440.
- [4]. Muszynska A., *Rotordynamics*, Taylor & Francis, Boca Raton, London, New York, Singapure, 2005.
- [5]. Rao J. S., Vibratory Condition Monitoring of Machines, Narosa Publishing House, New Delhi, Chennai, Mumboi, Calcuta, London, 1999.
- [6]. Piotrowski J., *Shaft Alignment Handbook*, CRC Press, Boca Raton, London, New York, 1997.
- [7]. Vance J. M., Rotordynamics of Turbomachinery, A Wiley – Interscience Publications, New York, 1985.
- [8]. Sudmersen U., Stegemann D., Reimche W., Liu Y., Vibrational Diagnostic of Rotating Machinery in Power Plants, Proceedings of ISROMAC-7 Conference, 1998, Honolulu, Hawaii.
- [9]. Rybczyński J., Methodology and results of evaluation of tolerable misalignment areas of rotating machine bearings for diagnostic purposes. Transactions of Seventh International Conference on Damage Assessment of Structures,

DAMAS 2007, 25-27 June, Torino, Italy, Trans Tech Publications, Switzerland, pp. 735-740.

- [10]. Multi-author work, ed. J. Kicinski, *Modelling* and Diagnosing of mechanical, aerodynamic and magnetic interactions in power turbo-sets. IF-FM Publications, 2005, Gdansk.
- [11]. Rybczyński J., Evaluation of Tolerable Misalignment Areas of Bearings of Multi-support Rotating Machine. Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, May 8-11, 2006, Barcelona, Spain.
- [12]. Kicinski J., Drozdowski R., Materny P., *The* non-linear analysis of the effect of support construction properties on the dynamic properties of multi support rotor systems, Journal of Sound and Vibration, 206 (4), 1997, pp. 523-539.
- [13]. Rybczyński J.: The Effect of Turboset Bearing Misalignment Defect on the Bearing Journal and Bush Trajectory Pattern. No. IMECE2007-43330, Proceedings of IMECE2007, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November 11-15, 2007, Seattle, Washington, USA.
- [14]. Rybczyński J., *Diagnosing turbine set bearing dislocation defects based on cascade rundown characteristics*, Transactions of the Institute of Fluid Flow Machinery, 117, 2005, pp. 17-38.
- [15]. Cholewa W., Kicinski J. (editors), *Technical diagnostics. Methods of inversing nonlinear object models*, Publications of KPKM Silesian Technical University, Vol. 120, Gliwice, 2001 (in Polish)

ACKNOWLEDGEMENT

The research project was financed from the resources for the science in years 2006-2008.



Dr inż. Józef RYBCZYŃSKI

Graduated from Gdansk University of Technology at Mechanical Engineering Faculty in 1971 in technical science. PhD since 1988 in discipline mechanics. Employed since 1972 at The Institute of Fluid Flow

Machinery, Polish Academy of Sciences in Gdansk at Mechanics of Machines Department. Area of interest: dynamics of rotors, journal and oil bearings, machine diagnostics, experimental investigations into the rotor and foundation vibration, measurement techniques. Member of Polish Association of Diagnostic Engineers, Machine Building Committee and American Society of Mechanical Engineers.

THE RESEARCH OF TURBOCHARGING SYSTEM OF MARINE DIESEL ENGINES BY MEANS OF SIMULATION CHAGES OF TECHNICAL STATE

Zbigniew KORCZEWSKI, Marcin ZACHAREWICZ

Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów Akademia Marynarki Wojennej 81-103 Gdynia ul. Śmidowicza 69 e-mail: <u>M.Zacharewicz@amw.gdynia.pl</u>

Summary

This paper presents an innovatory diagnose method of workspace areas inside marine diesel engines equipped with turbocharger. The main aim of the conducted research is diagnosing workspace areas inside engines without indicator valves. This is a fundamental diagnostic issue because these engines are in common operation in the Polish Navy. The proposed method is based on the measurements of exhaust gases pressures in the characteristic cross sections of the exhaust channel connecting engine's cylinders with turbocharger's turbine.

Keywords: diagnostics, workspace area, marine piston engine.

BADANIA UKŁADU TURBODOŁADOWANIA SILNIKA OKRĘTOWEGO PO WPROWADZENIU SYMULOWANYCH ZMIAN STANU TECHNICZNEGO

Streszczenie

W artykule zaprezentowano nowatorską metodę diagnozowania przestrzeni roboczych okrętowych tłokowych silników spalinowych z turbodoładowaniem. Celem opracowywanej metody jest parametryczna ocena stanu technicznego przestrzeni roboczych silników niewyposażonych standartowo w zawory indykatorowe. Celowość prowadzenia badań nad alternatywną do indykowania metodą diagnostyczną wynika z powszechności stosowania silników niewyposażonych przez producentów w zawory indykatorowe. Proponowana metoda umożliwia ocenę stanu technicznego przestrzeni roboczych silnika na podstawie pomiarów ciśnienia w przekrojach charakterystycznych kanału wylotu spalin łączącym cylindry silnika z turbiną turbosprężarki.

Słowa kluczowe: diagnostyka, przestrzenie robocze, okrętowe tłokowe silniki spalinowe.

1. INTRODUCTION

The main reason for taking of research is a creating a new diagnostic method of marine diesel engine's workspace areas in the operation while the engine is not equipped with indicator valves.

The proposed diagnostic's method will be based on the measurements of exhaust gases pressure in the characteristic cross section of the exhaust channel.

In the beginning of scientific activities devoted to such an issue the authors create physical model of gas dynamical processes inside exhaust channel. The physical model gives a possibility to elaborate mathematical model and computer simulation program. In the next stage of research authors conduct examinations on the real object as a SULZER marine diesel engine 6AL20/24 type.

2. THE METHODOLOGY OF RESEARCH

The methodology of research takes following procedure elements into account [1]:

- construction and parametric identification of marine diesel engine's SULZER type 6AL20/24,
- construction of physical model of gasdynamical processes inside exhaust channel,
- construction mathematical model which is based on physical model,
- making tests in different technical state of the real object,
- making tests in different technical states being implemented into the mathematical model,
- comparing timing courses from the model and a real object and makes it possible to verifier of balance equation of the mathematical object.

In the result of simulation tests, the diagnostic method of the described marine engine will be drown up. The diagnostic method considers the following diagnostic key questions:

- what and where to measure,
- how and when to measure,
- how to infer,
- whether the engine is primary defected i.e. dirty or out of adjustment, or it is secondarily defected as a result of the dirt or being out of adjustment,
- what remedy should be used (what decision should be made about the range of the service or the operation decision about the future utilization),
- how often the diagnostic test should be repeated to assure a required durability, reliability and economical operation,
- which diagnostic parameters are the most useful in operation, which of them include the most of diagnostic information and which one is easy to measure.

3. THE IDENTIFICATION OF THE RESEARCH OBJECT

The research object is a SULZER marine diesel engine 6AL20/24 type which is a part of the laboratory test bed in the Polish Naval Academy. The engine's flow system is presented in figure 1.



Fig. 1. The flow system of SULZER marine diesel engine 6AL20/24 type

Figure 1 shows two characteristic cross section k1 and k2. There are two pressure sensors OPTRAND type to control pressure in those sections and additionally there is one pressure sensor in the turbine's outlet channel. The transverse section of exhaust channel which connects engine's cylinders and turbine of turbocharger is showed in figure 2.



Fig. 2. The transverse section of SULZER's exhaust channel

All parameters of exhaust gas was measured and registered by especially designed computer measurement system MA2005 with the sampling frequency of 10 kHz. The computer measuring system cooperates with OPTRAND pressure sensors type C11294-Q and OPTRAND pressure sensor type C31294-Q type. First type of sensors is used to

measure gas pressure inside the exhaust channel. The last one sensor type is used to measure pressure inside combustion chamber.

4. THE RESEARCH PROGRAM

The main aim of research is to obtain the pressure in two cross sections of the exhaust channel which connects cylinders number 4, 5 and 6 and turbine of the turbocharger. The additional cross section for the pressure measurement is localized behind the turbine of turbocharger. Moreover the pressure inside the combustion chamber number 6 is measured as well.

Within the research program the authors established that measurements will be carried out for the following parameters of the engine's technical state:

- while the engine is fully efficient (no changes in engine's technical state),
- while the engine is partly efficient, orifice plate which decreases the face area of the exhaust channel by 50%,
- while there are leakages of the working medium from combustion chamber,

The measurements will be done for three different loads: 0, 50 and 100%. The 100% load is a last load when the engine works with established crankshaft's rotational speed. All the settings of the engine are put into table 1.

Table 1. The energetic status of engine during tests

The first stage of research was conducted with the fully efficient engine. In the second stage of the research authors use the measuring orifice plate in order to decrease the face area of exhaust channel by about 50%. The measuring orifice plane is demonstrated in the figure 3.



Fig. 3. The measuring orifice plane

The leakages of working medium from the sixth combustion chamber was simulated by opening an indicator valve.

5. THE METHOD OF DATA ANALYSES

The analysis of the measured date was conducted with the usage specialistic author's computer program. The computer program gives a possibility to assign following energetic parameters:

- the real crankshaft rotation speed on the bases of synchronise signal like the pressure inside combustion chamber or acceleration of chosen elements of the engine,
- dispose enthalpy flux in characteristic cross section,
- gas wave front velocity inside the exhaust channel,
- comparative analysis of the registered pressure courses as a function of angular displacement or time,

The crankshaft rotation speed is determinated by the time of engine's work cycle. The time of work cycle can be defined as the time between impulses of pressure inside the engine's combustion chamber [2, 3]. The crankshaft rotational speed is defined as follow:

$$n = \frac{2 \cdot r_{\rm dr}}{\epsilon} \cdot \tag{1}$$

where:

n - crankshaft rotation speed,

- $\tau_{\acute{sr}}$ average time of the engine work cycle's duration,
- s number of strokes.

The dispose enthalpy flux being assigned in the characteristic cross section represents an area under pressure course as a function of angular displacement. The function of pressure can be cut for particular cylinders. The way of calculation of the particular dispose enthalpy flux is showed in figure 4 and numerical results of this method are showed in figure 5.



Fig. 4. The way of calculating the disposes enthalpy fluxes from the engine's cylinders



Fig. 5. Dispose enthalpy flux form individually engine's cylinders

The next diagnostic parameter is taken from the calculation of the velocity spreading the wave front of gas pressure in the exhaust channel. This velocity is determined by the measurement time of pressure impulse dislocation in the known length between two exhaust channel's cross sections. The theory of wave front velocity calculation was showed in figure 6. The practical application of the method presents figure 7.



Fig. 6. The theory of wave front velocity calculation



Fig. 7. The method of wave front velocity calculation in practice

Additionally it is possible to compare the courses of pressure as a function of crankshaft's angular displacement put on one graph. The result preparing for analysis is showed in figure 8.



Fig. 8. The comparing analysis of registered pressure courses as a function of crankshaft's angular displacement

6. THE RESULTS OF THE MEASUREMENTS

In the first stage of the analysing the measured data was established dispose enthalpy fluxes from individual engine's cylinders. Table 2 and 3 contains calculated dispose enthalpy fluxes form cylinders for different technical state of the engine. In the column marked "OK" there is data for fully efficient engine, in the column marked "change" there is data for the simulating change exhaust channel face area (table 2) and for leakages of the working medium (table 3).

 Table 2. The dispose enthalpy fluxes for the engine with changed exhausts channel's face area

Crankshaft	Cylinder 4		Cylinder 5		Cylinder 6	
rotation	OK	Cha	OK	chan	OK	chan
speed	OK	nge	OK	ge	OK	ge
500	45	49	38	44	45	31
600	73	78	68	66	80	59
700	108	115	103	95	128	106
750	225	152	224	152	251	177

Table 3. The dispose enthalpy fluxes for the engine with leakages of working medium from cylinder nr 6

Crankshaft	Cylinder 4		Cylinder 5		Cylinder 6	
rotation	OV	chan	OK	chan	OK	chan
speed	UK	ge	OK	ge	OK	ge
500	45	49	38	42	31	49
600	73	81	68	74	59	93
700	108	112	103	109	106	133
750	225	148	224	146	177	175

In the next stage of measuring data analyses there was defined gas wave front velocity inside the exhaust channel. The results of data analysis are grouped in table 4.

Table 4.	The	wave	front	veloc	city	for	diff	erent
			tec	hnica	l sta	ate o	of er	igine

	Wave front velocity [ms ⁻¹]				
Crankshaft rotation speed [rpm]	While the engine is fully efficient	During leakages of the working medium	During changes of the exhaust channel's face area		
500	564	644	555		
600	615	580	604		
700	662	650	644		
750	639	594	580		

7. CONCLUSIONS

The research conducted on the real object proved, that proposed diagnostic method can be useful for identification and the localization of the simulated states of unfitness. In my opinion the most promising method of data analyses is the dispose enthalpy flux from individual engine's cylinders.

The dispose enthalpy flux gives a possibility to identify an individual cylinder where there is a change of technical state.

The another method (the using wave front velocity) carries information that something is

wrong in engine's workspace areas but we can't exactly recognize what it is. We expect that in the nearly future this method of data analysis might be applied in practise during engines operation.

LITERATURE

- Cannon R. H. jr.: Dynamika układów fizycznych Warszawa Wydawnictwa naukowo-Techniczne 1973.
- [2] Korczewski Z.: Diagnozowanie okrętowego silnika spalinowego na podstawie wyników badania procesów gazodynamicznych w układzie turbodoładowania. Zeszyty Naukowe AMW, nr 3/2002 s. 67-77.
- [3] Korczewski Z. Zacharewicz M.: Diagnostyka symulacyjna układu turbodoładowania okrętowego tłokowego silnika spalinowego. Zeszyty Naukowe AMW, nr 2/2007 s. 73-101.
- [4] Kordziński C.: Układy wylotowe szybkobieżnych silników spalinowych. Warszawa, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności 1964r.



Prof. **Zbigniew KORCZEWSKI**, works for the Institute of Shipbuilding and Maintenance at the Polish Naval Academy in Gdynia. He conducts lectures within the scope of operation and diagnosing marine power plants. In the

frame of scientific activity he directs the diagnostic team dealing with energetic investigations of marine propulsion systems propelled by means of gas turbine and diesel engines. He specializes in unconventional diagnostic methods of the marine engines having limited supervisory susceptibility.



M. Sc. Marcin ZACHAREWICZ is an assistant in the Institute of Shipbuilding and Maintenance. He deals with energetic research of marine diesel engines. He is the author of about 20 papers presented on scientific conferences.

DYNAMICS OF MINEHUNTERS SHAFTS LINES

Andrzej GRZADZIELA

Naval University of Gdynia, Mechanical – Electrical Faculty Ul. Śmidowicza 69, 81-103 Gdynia, Poland, e-mail: <u>agrza@amw.gdynia.pl</u>

Summary

Ships' propulsion plant usually works in a hard environment caused by static forces and permanent dynamic loads. Exciding of tolerated values of shaft alignments causes a damage of radial and thrust bearings in relative short time. Modeling of dynamical reactions could bring information to the designer for recognizing the level of hazard for propulsion system. A paper presents a proposal of identification of a degree of hazard to ship shaft line due to forces of shafts misalignment. A theoretical analysis was made of influence of changes in co-axiality of shafts resulting from elastic deformations of hull structure in vicinity of shaft bearing foundations. The main problem of naval vessels is a lack of dynamical requirements of stiffness of the hull. Modelled signals were recognized within sensitive symptoms of two sub models: model of propulsion system and model of shafts misalignment. Both sub models allow testing forces and their responses in vibration spectrum using SIMULINK software.

Keywords: ship shaft lines, technical diagnostics, modelling, vibrations, underwater explosion.

DYNAMIKA LINII WAŁÓW OKRĘTÓW ZWALCZANIA MIN

Streszczenie

Jednym z podstawowych problemów w konstrukcji okrętów jest brak precyzyjnych wymagań w zakresie sztywności kadłuba. Oddziaływania dynamiczne mogą powodować elastyczne odkształcenia, które oddziaływają na łożyska linii wałów. Referat prezentuje propozycję identyfikacji zagrożeń dla linii wałów okrętowych wynikających z przekroczenia parametrów współosiowości. Przedstawiono analizy teoretyczne dynamiki wału śrubowego z uwzględnieniem zagadnienia przesunięcia osi wału wynikającego z obciążeń dynamicznych kadłuba. Modelowanie reakcji dynamicznych może umożliwić budowę bazy danych dla potrzeb systemu monitoringu. Przedstawione modele wykonane w środowisku SIMULINK pozwalają testować reakcje dynamiczne spotykane w rzeczywistych warunkach eksploatacji okrętu.

Słowa kluczowe: linia wałów okrętowych, diagnostyka techniczna, modelowanie, drgania, wybuch podwodny.

1. INTRODUCTION.

Minehunters propulsion systems are subjected to specific sea loads due to waving and dynamical impacts associated with underwater explosion. Sea waving can be sufficiently exactly modeled by means of statistical methods. Much more problems arise from modeling impacts due to underwater explosion. Knowledge of a character of impulse loading which affects ship shaft line, can make it possible to identify potential failures by means of on-line vibration measuring systems.

2. ANALYSIS OF FORCES ACTING ON SHAFT-LINE BEARINGS

Ship shaft lines are subjected to loads in the form of forces and moments which generate bending, torsional and axial vibrations. In most cases strength calculations of driving shafts are carried out by using a static method as required by majority of ship classification institutions. Moreover they require calculations of torsional vibrations which have to comply with permissible values, to be performed. Calculation procedures of ship shaft lines generally amount to determination of reduced stresses and safety factor related to tensile yield strength of material. The above mentioned methods do not model real conditions of shaft-line operation, which is confirmed by the character of ship hull response, i.e. its deformations under dynamic loads. Much more reliable would be to relate results of the calculations to fatigue strength of material instead of its yield strength [5].

In static calculation procedures no analysis of dynamic excitations, except torsional vibrations, is taken into consideration. In certain circumstances the adoption of static load criterion may be disastrous especially in the case of resonance between natural vibration frequencies and those of external forces due to dynamic impacts.

To analyze the dynamic interaction a simplified model of shaft line is presented below, Fig. 1.



Fig. 1. A simplified shaft-line model for critical speed calculation [4]

Let us note: M_1 torque, M_2 - anti-torque. The system can be represented by the following set of equations:

$$mh + kh = me(\varphi \sin \varphi + \varphi^{2} \cos \varphi),$$

$$mh + kh = me(-\varphi \cos \varphi + \varphi^{2} \sin \varphi),$$

$$(J + me^{2})\varphi = me(h \sin \varphi - v \cos \varphi) + M_{1} - M_{2}$$
(1)

The presented form of the equations is nonlinear. Considering the third of the equations (1) one can observe that the variables h, v and φ are mutually coupled. It means that any bending vibration would disturb rotational motion of the shaft. The third of the equations (1) can be written also in the equivalent form as follows:

$$J\varphi = ke(v\cos\varphi - h\sin\varphi) + M_1 - M_2$$
(2)

To obtain the shaft angular speed Ω_w constant to use time-variable torque is necessary:

$$M = M_1 - M_2 = ke(h\sin\varphi - v\cos\varphi)$$
(3)

Theoretical analysis indicates that shaft bending deformation continuously accumulates a part of shaft torque. However the quantity of torque nonuniformity is rather low since shaft-line eccentricity is low; it results from manufacturing tolerance, nonhomogeneity of material, propeller weight and permissible assembling clearances of bearing foundations. For minehunters propulsion system the torque pulsation expressed by means of Fourier series is much more complex. It additionally contains components resulting from number of propeller blades, kinematical features of reduction gear as well as disturbances from main engine and neighbouring devices. In general case occurrence of only one harmonic does not change reasoning logic. For long shaft lines of ships the influence of gravity forces on critical speeds should be taken into consideration [7]. According to Eq. (4) the generated vibrations will be then performed respective to static deflection axis of the shaft.

$$\vec{h} + kh = me\Omega^2 \cos\varphi$$

$$\vec{h} + kv = me\Omega^2 \sin\varphi$$

$$\vec{\phi} = 0$$
(4)

Hence the equations obtain the following form:

$$\dot{h} + \omega_0^2 h = e \cdot \Omega^2 \cos \varphi$$

$$\dot{v} + \omega_0^2 v = e \cdot \Omega^2 \sin \varphi - mg,$$

$$J \varphi = -mge \cos \varphi.$$
(5)

Since in the third equation of the set (1), i.e. that for $\Omega_{_{3KR}}$, appears the exciting torque of the frequency/angular speed ratio $\beta=1$ it means that one has to do with the critical state of 2^{nd} kind for $\beta=1$, namely:

$$\Omega_{KR(2)} = \frac{1}{2}\omega_0 \tag{6}$$

Occurrence of such kind vibrations is conditioned by non-zero value of e, which – in the case of ship shaft line – appear just after dislocation of a weight along ship, a change of ship displacement or even due to sunshine operation on one of ship sides. A similar situation will happen when e varies due to dynamic excitations resulting from e.g. sea waving or explosion. In this case the critical speed will vary depending on instantaneous value of e and damping.

Theoretical analysis of operational conditions of intermediate and propeller shafts indicates that static and dynamic loads appear. In a more detailed analysis of dynamic excitations of all kinds the following factors should be additionally taken into consideration:

- disturbances coming from ship propeller (torsional, bending and compressive stresses);
- disturbances from propulsion engine (torsional and compressive stresses);
- disturbances from reduction gear (torsional stresses);
- disturbances from other sources characteristic for a given propulsion system or ship mission.

3. UNDERWATER EXPLOSION

Knowledge of loads determined during simulative explosions is helpful in dimensioning ship's hull scantlings [3]. Another issue is possible quantification of explosion energy as well as current potential hazard to whole ship and its moving system. From the point of view of shock wave impact on shaft line, underwater and over-water explosions should be considered in two situations:

- when shock wave (or its component) impacts screw propeller axially,
- when shock wave (or its component) impacts screw propeller perpendicularly to its rotation axis.

The axial shock-wave component affects thrust bearing and due to its stepwise character it may completely damage sliding thrust bearing. Rolling thrust bearings are more resistant to stepwise loading hence they are commonly used on naval ships [3]. The shock wave component perpendicular to shaft rotation axis is much more endangering. Shock wave can cause: damage of stern tube, brittle cracks in bearing covers and tracks, plastic displacement of shaft supporting elements including transmission gear and main engine, and even permanent deformation of propeller shaft. The problem of influence of sea mine explosion on hull structure is complex and belongs to more difficult issues of ship dynamics. Underwater explosion is meant as a violent upset of balance of a given system due to detonation of explosives in water environment. The process is accompanied with emission of large quantity of energy within a short time, fast running chemical and physical reactions, emission of heat and gas products. The influence of underwater explosion does not constitute a single impulse but a few (2 to 4) large energy pulsations of gas bubbles [2, 8, 9].

The pulsation process is repeated several times till the instant when the gas bubble surfaces. Hence the number of pulsations depends a.o. on immersion depth of the explosive charge. The character of changes of pressure values in a motionless point of the considered area is shown in Fig. 2.



Fig. 2. Run of changes of shock wave pressure and ship hull acceleration measured on hull surface during underwater explosion

In the subject-matter literature can be found many formulae for determining maximum pressure value, based on results of experiments, however data on a character of pulsation and its impact on ship structures are lacking. To identify underwater explosion parameters a pilotage test was performed with the use of the explosive charge having the mass m = 37,5 kg. The schematic diagram of the experiment is shown in Fig. 3.





Fig. 3. Schematic diagram of the performed experimental test

During the test were measured vibration accelerations of casings of intermediate and thrust bearings in the thrust direction and that perpendicular to shaft rotation axis. The ship course angle relative to the explosion epicentre was 45^{0} and the shaft line rotated with the speed $n_{LW} = 500$ rpm. Ship's distance from the mine and its immersion depth was determined by using a hydro-location station and ROV underwater vehicle – figure 4. The vibration gauges were fixed over the reduction gear bearing as well as on the intermediate shaft bearing.



Fig. 4. ROV vehicle with TNT charge

The measurement directions (X and Z axes) are presented in Fig. 5 as well. The time lag of the recorded signals was the same in all measurement points, as shown in Fig. 5 and 6.



Fig. 5. Explosion, Port side(LB), Thrust bearing, X axis

The performed test was aimed at achieving information dealing with :

- character of shock wave impact on shaft-line bearings, in the form of recorded vibration parameters;
- assessment of time-run of vibration accelerations with taking into account dynamic features of the signals in set measurement points;
- assessment of possible identification of influence of pulsation of successive gas bubbles during the time-run of vibration accelerations;
- identification of features of the signals by means of spectral analysis.



Fig. 6. Explosion, Starboard (PB), Intermediate bearing, Z axis

Since the mass of the explosive charge was small, to reliably identify the effect of only first and second pulsation was possible during the test.

4. MODELS OF EXCITATION DUE TO UNDERWATER EXPLOSION

Analysis of dynamic impacts including impulse ones should take into account basic parameters which influence character of time-run of a given signal as well as its spectrum. The basic parameters which identify impulse impact resulting from explosion are the following:

- form of impulse which identifies kind of impulse;
- impulse duration time t_I at the ratio A/t_I maintained constant, which identifies explosive charge power (time of propagation of gas bubble);
- influence of damping on spectrum form, which identifies distance from explosion and simultaneously - epicentre depth
- number of excitation impulses, which informs on distance from explosion, combined with explosive charge mass;
- time between successive impulses, which characterizes explosive charge mass;

The possible recording of measured shock wave pressure and accelerations on intermediate and propeller shaft bearings enables to identify some explosion parameters hence also hazards to power transmission system. Analysing the run of underwater shock wave pressure one is able to assume its time-dependent function (Fig. 8 and 8):

$$A = at^{kb} \cdot e^{kct} \tag{7}$$



Fig. 8. Example of the function form for b=1,5, c=-0,15 and k=1



Fig. 9. Example of the function form for b=1,5, c=-0,15 and k=10



Fig. 10. Run of the assumed vibration acceleration model



Fig. 11. Spectrum of the assumed vibration acceleration model

For the assumed mathematical model of the first shock wave impulse the run of vibration accelerations recorded on ship hull - for the example function given in Fig. 8 - can be presented as shown in Fig. 10 and 11.

5. MODEL OF SHAFTLINE

The model of shaft line is nonlinear and it is presented in Fig. 12.



Fig. 12. Scheme of shaft line of minehunter where:

I_N; m_N- reduced moment of inertia of the propulsion part,

 I_{SR} ; m_{SR} - reduced moment of inertia of the propeled part,

 M_N ; M_{SR} – torque and anti torque - propeller,

 $m_{I};\ m_{II};\ m_{II}$ – reduced mass of shaft between bearings,

k_{Ns} - torsional stiffness of propulsion system,

- r_{i1} ; r_{i2} ; r_{i3} ; r_{i4} ; coefficients of bending stiffness elements of shaft between bearings,
- $c_{Ig} ; \ c_{IIg} ; \ c_{IIIg} ; \ c_{IVg} \ \text{- coefficients of bending damping} \\ elements \ of \ shaft \ between \ bearings,$
- k_{ws} ; c_{ws} coefficients of torsional stiffness and damping of the shaft,
- ϕ_N ; ϕ_{SR} angles of rotation propulsion system and propeller,
- h_{SR} ; v_{SR} horizontal and vertical coordinates of centre of gravity S_c (after the shaft deflection),
- h_{SR1} ; v_{SR1} horizontal and vertical coordinates of centre of rotation O_1 ,
- $c_{Tg};\,c_{Ts}~$ resistance of water bending and torsional damping

The model fulfill following requirements:

- it allows to insert the environmental loads,
- it allows to insert to the model the impulse of underwater explosion,
- the model reacts to changes of rotational speed of shaft line,
- the model reacts for axes misalignment,
- it keeps concordance in spectral and time domains with real object.

The kinetic energy of the model of shaft line can be represented by the following equation:

$$E_{k} = \frac{1}{2} I_{N} \dot{\phi}_{N}^{2} + \frac{1}{2} I_{SR} \dot{\phi}_{SR}^{2} + \frac{1}{2} m_{I} (\dot{v}_{I}^{2} + \dot{h}_{I}^{2}) + \frac{1}{2} m_{II} (\dot{v}_{II}^{2} + \dot{h}_{II}^{2}) + (7)$$
$$+ \frac{1}{2} m_{SR} (\dot{v}_{SR}^{2} + \dot{h}_{SR}^{2}) + \frac{1}{2} m_{N} (\dot{v}_{N}^{2} + \dot{h}_{N}^{2})$$

The potential energy is written as follows:

$$E_{p} = \frac{1}{2}k_{NS}\varphi_{N}^{2} + \frac{1}{2}k_{ws}(\varphi_{SR} - \varphi_{N})^{2} + \frac{1}{2}k_{Ig}(h_{I}^{2} + v_{I}^{2}) + \frac{1}{2}k_{IIg}(h_{II}^{2} + v_{II}^{2}) + (8)$$
$$+ \frac{1}{2}k_{IIIg}(h_{III}^{2} + v_{III}^{2}) + \frac{1}{2}k_{IVg}(h_{SR1}^{2} + v_{SR1}^{2})$$

and the dissipated energy in form:

$$E_{R} = \frac{1}{2} c_{ws} (\dot{\phi}_{SR} - \dot{\phi}_{N})^{2} + \frac{1}{2} c_{T_{S}} \dot{\phi}_{SR}^{2} + \frac{1}{2} c_{lg} (\dot{h}_{l}^{2} + \dot{v}_{l}^{2}) + \frac{1}{2} c_{llg} (\dot{h}_{ll}^{2} + \dot{v}_{ll}^{2}) +$$

$$(9)$$

$$+\frac{1}{2}c_{IIIg}(\dot{h}_{III}^2+\dot{v}_{III}^2)+\frac{1}{2}c_{IVg}(\dot{h}_{SR1}^2+\dot{v}_{SR1}^2)$$

It allows obtaining the second kind of Lagranges set of equations which can be represented as follow: $I_N \ddot{\varphi}_N + c_{ws} (\dot{\varphi}_N - \dot{\varphi}_{SR}) + k_{NS} \varphi_N + k_{ws} (\varphi_N - \varphi_{SR}) = M_N$

$$\begin{split} m_{I}\ddot{h}_{I} + c_{Ig}\dot{h}_{I} + r_{11}h_{I} + r_{12}h_{II} + r_{13}h_{III} + r_{14}h_{SR} &= 0 \\ m_{I}\ddot{v}_{I} + c_{Ig}\dot{v}_{I} + r_{11}v_{I} + r_{12}v_{II} + r_{13}v_{III} + r_{14}v_{SR} &= 0 \\ m_{II}\ddot{h}_{II} + c_{IIg}\dot{h}_{II} + r_{21}h_{I} + r_{22}h_{II} + r_{23}h_{III} + r_{24}h_{SR} &= 0 \\ m_{II}\ddot{h}_{II} + c_{IIg}\dot{h}_{II} + r_{21}v_{I} + r_{22}v_{II} + r_{23}v_{III} + r_{24}v_{SR} &= 0 \\ m_{II}\ddot{h}_{II} + c_{IIg}\dot{h}_{III} + r_{31}h_{I} + r_{32}h_{II} + r_{33}h_{III} + r_{34}h_{SR} &= 0 \\ m_{III}\ddot{h}_{III} + c_{IIIg}\dot{h}_{III} + r_{31}h_{I} + r_{32}v_{II} + r_{33}h_{III} + r_{34}v_{SR} &= 0 \\ m_{III}\ddot{h}_{III} + c_{IIIg}\dot{\phi}_{III} + r_{31}v_{I} + r_{32}v_{II} + r_{33}v_{III} + r_{34}v_{SR} &= 0 \\ I_{SR}\ddot{\varphi}_{SR} + c_{ws}(\dot{\varphi}_{SR} - \dot{\varphi}_{N}) + c_{Ts}\dot{\varphi}_{SR} + c_{IIIg}(\dot{h}_{SR}e\sin\varphi_{SR} - \dot{\psi}_{SR}e\cos\varphi_{SR}) + r_{41}g}\dot{h}_{SR}e\sin\varphi_{SR} - \dot{\psi}_{SR}e\cos\varphi_{SR} + e^{2}\dot{\varphi}_{SR}) + k_{ws}(\varphi_{SR} - \varphi_{N}) + \\ r_{44}(h_{SR}e\sin\varphi_{SR} - v_{SR}e\cos\varphi_{SR}) = M_{SR} \\ m_{SR}\ddot{h}_{SR} + c_{IVg}(\dot{h}_{SR} + \dot{\phi}_{SR}e\sin\varphi_{SR}) + r_{41}h_{I} + r_{42}h_{II} + r_{43}h_{III} + \\ r_{44}(h_{SR} - e\cos\varphi_{SR}) = 0 \\ m_{SR}\ddot{v}_{SR} + c_{IVg}(\dot{\psi}_{SR} - \dot{\phi}_{SR}e\cos\varphi_{SR}) + r_{41}v_{I} + r_{42}v_{II} + \\ r_{43}v_{III} + r_{44}(v_{SR} - e\sin\varphi_{SR}) = 0 \end{split}$$
(10)

The model of shaft line is implemented to the MATLAB SIMULINK software with accordance of mentioned requirements – Fig. 13.



Fig. 13. Scheme of structure shaft line model in the MATLAB SIMULINK

Typical dangers for minhunter propulsion system are stresses coming from underwater explosion. Presented model allows calculating reactions in time and frequency domain. The example of spectrum of vibration acceleration in the point 3 of model (Fig. 12) during the simulated explosion is presented in the Fig. 14.



Fig. 14. The spectrum of acceleration with the inserted simulation of underwater explosion

6. FINAL CONCLUSIONS

It's common knowledge that failure frequency is the most hazardous factor in marine industry, just after aeronautics. Dynamic reactions which occur on ships in service at sea are rarely able to produce wear sufficient to cause a failure. The possible application of an on-line monitoring system of vibration parameters of the propulsion system of minehunter makes it possible to perform the typical technical diagnostic tests of torque transmission system and to identify possible plastic deformations of hull plating as a result of underwater explosion.

The modelling of impulse impact form and next its identification makes it possible additionally: to identify explosion power by using an analysis of the first vibration impulse amplitude and its duration time, to identify distance from explosion epicentre (hence a degree of hazard) by analysing signal's damping, to identify a kind of explosion and even characteristic features of type of used mine, to select dynamic characteristics of a measuring system which has to comply with requirements for typical technical diagnostics and for a hazard identification system, to identify elastic or plastic deformation of shaft line by using spectral assessment of its characteristic features from before and after underwater explosion.

The presented results of modelling related to the performed experimental test do not make it possible - due to strongly non-linear character of interactions occurring in sea environment - to assign unambiguously the modelled signal features to those of the recorded ones during the real test.

Successive experimental tests will make it possible to verify features of the signals assumed for the analysis, to be able to build reliable models.

The wide range of stochastic dynamic loads acting on ships during its life-time makes that in the nearest future the application of on-line diagnostic techniques to ship propulsion systems, based on analysing vibration signals, will constitute an obvious tactical and technical necessity.

BIBLIOGRAPHY

- [1] Cempel Cz., Tomaszewski F. (Ed.): Diagnostics of machines. General principles. Examples of applications (in Polish), Publ. MCNEM, Radom 1992.
- [2] Cole R. H.: *Underwater Explosions*. Princeton University Press, Princeton 1948.
- [3] Cudny K., Powierża Z.: Selected problems of shock resistance of ships (in Polish) Publ. Polish Naval University, Gdynia 1987.
- [4] Dąbrowski Z.: Machine shafts (in Polish), State Scientific Publishing House (PWN), Warszawa 1999
- [5] Dietrych I., Kocańda S., Korewa W.: Essentials of machine building (in Polish). Scientific Technical Publishing House (WNT), Warszawa 1974.



Dr	inż.	And	rzej
GRZĄDZI	ELA		jest
Kierowniki	em	Zakł	adu
Napędów		Okrętow	ych
w Instytuci	e	Konstru	kcji
i Eksploata	cji	Okrę	tów
Wydziału	Mec	haniczno	_
Elektryczne	ego	Akade	mii

Marynarki Wojennej w Gdyni. W swojej działalności zawodowej zajmuje się problemami oceny niewyrównoważenia i oceny współosiowości w okrętowych układach napędowych a także projektowaniem okrętów i doborem układów napędowych. Członek PTDT i PTNSS.

SIMULATION OF CHANGES OF GAS TURBINE ENGINE WORK PARAMETERS EQUIPPED WITH CHANGEABLE GEOMETRY OF AXIAL COMPRESSOR FLOW PASSAGE

Paweł WIRKOWSKI

Polish Naval Academy, Institute of Ship Construction and Exploitation 81-103 Gdynia, 69 Śmidowicza Str., tel. 0 58 626 27 56, e-mail: <u>pwirkowski@amw.gdynia.pl</u>

Summary

The paper deals with problem influence of changes variable stator vanes axial compressor settings of gas turbine engine on work parameters of compressor and engine. Incorrect operation of change setting system of variable vanes could make unstable work of compressor and engine. This paper presents theoretical analysis of situation described above and presents results of own researches done on real engine. The next there are presented results of matamatical modelling of changes of gas turbine engine parameters during change of angle setting of axial compressor variable stator vanes but in the most wide angle range than in real researches.

Keywords: gasturbine, axial compressor, variable stator vanes, simulation.

SYMULACJA ZMIAN PARAMETRÓW PRACY SILNIKA TURBINOWEGO WYPOSAŻONEGO W SPRĘŻARKĘ OSIOWĄ O ZMIENNEJ GEOMETRII KANAŁU PRZEPŁYWOWEGO

Streszczenie

Nieprawidłowe funkcjonowanie systemu zmiany ustawienia regulowanych łopatek sprężarki osiowej silnika turbinowego może powodować niestabilną pracę sprężarki przenoszoną na konstrukcję silnika. W artykule zaprezentowana została analiza teoretyczna powyższego zjawiska oraz przedstawiono wyniki badań przeprowadzonych na rzeczywistym obiekcie. Następnie na bazie przeprowadzonych badań określone zostały równania matematyczne opisujące zależności pomiędzy wartościami rozpatrywanych parametrów pracy silnika a kątem ustawienia regulowanych łopatek. Równania te posłużyły do zasymulowania zmian wartości parametrów dla zakresu zmian kąta regulowanych łopatek nieosiągalnego podczas badań na obiekcie rzeczywistym.

Słowa kluczowe: silnik turbinowy, sprężarka osiowa, regulowane łopatki kierownicy, symulacja.

1. INTRODUCTION AND PURPOUSE OF RESEARCHES

When in compressor construction is assembled system of setting change of variable stator vanes its task is made optimal cooperation engine units during permanent improvement of compressor characteristic. Perturbations in operation of this system could cause changes in work of compressor and engine similar like changes caused by changes of rotational speed or polluted interblades ducts of compressor.

Compressor stage unitary work on radius is defined on base of equitation of angular momentum and has form

$$l_{st} = \omega r(c_{2u} - c_{1u}) = u \Delta c_u = u \Delta w_u \tag{1}$$

where: ω – angular velocity, u – tangential velocity, r – rotor radius,

 c_{1u} , c_{2u} – circumferential components of air stream absolute velocity on inlet and outlet rotor blades on radius r, Δc_u , Δw_u – air stream whirl in rotor.

That work is constant on whole depth of rotor blade. The sum of works is unitary work of stage [2]. Involved change of variable stator vanes angle setting during kept at a constant level rotational velocity (constant *u*) caused change of air stream inlet angle in rotor vane β_l (Fig. 1). It caused change of axial component of air stream absolute velocity on inlet c_{la} what is equivalent with change of air mass flow \dot{m} and change of air stream whirl Δw_u in rotor. It influences on efficience and work of stage.

Purpose of investigations made on real engine was determination influence of incorrect operation of axial compressor inlet guide variable stator vanes control system of gas turbine engine on compressor and engine work parameters.

Compressor characteristic is relationship between compression ratio π^*_{s} , compressor efficiency η_s and air flow mass \dot{m} and compressor rotational velocity *n*. It makes possible to determine the best condition of compressor and another engine units mating. The characteristic is using to select optimal conditions of air flow regulation and assessment of operational factors on compressor parametres.

Therefore compressor should be so controlled in operational range of rotational velocity that the compressor and engine mating line has a stock of stable work. The main rule of compressor control during change of their rotational velocity or flow intensity is to keep up the stream inlet angles *i* value near zero. One of the most popular ways of axial compressor control is changing their flow duct geometry by application of inlet guide stator vanes or variable stator vanes of several first compressor stages [2].

This solution makes possible to change of air stream inlet angle on rotor blades of compressor stages by change of stator vanes setting angles during change of compressor rotational velocity. Fig. 1 illustrates, on example one stage of compression, rule of regulation of variable stator vanes.



Fig. 1. Essence of control of compressor's axial stage by changing the setting angle of stator vanes ring at changeable air flow velocity; a) decreased axial velocity, b) calculation axial velocity,
c) increased axial velocity, k – variable stator vanes ring, w – rotor vanes ring

For average values of operational range of compressor rotor speed is situation on Fig. 1b speed values and directions with subscript 1. In this situation is intermediate angle setting of stator vanes. Air stream inlet angle on rotor blades do not cause disturbance of stream flow by interblades ducts. For lower values of compressor rotor speed and in consequence lower values of absolute axial component velocity c_{1a} ', it is necessary to reduce the stream outlet angle of variable stator vanes α_1 (Fig. 1a). The angle reduction range should allow keeping the same value of stream inlet angle on rotor blades. Analogical situation takes place during work of compressor with higher rotational speed. For higher rotational speed absolute axial component speed c_{1a} " increases. In this situation for keeping stable work of compressor and in consequence constant value of stream inlet angle on rotor blades, it is necessary to increase the stream outlet angle of variable stator vanes - Fig. 1c.

Application in gas turbine engine construction of control system of flow ducts geometry has a bearing on run of unstable processes.

2. OBJECT OF RESEARCHES

The object of researches is type DR 77 marine gas turbine engine, which is part of power transmition system of war ship. It is three-shaft engine with canring-type combustor chamber and reversible power turbine.

In compressor construction configuration of this engine there are used inlet guide stator vanes which make possibilities to change setting angle incidance (change of compressor flow duct geometry) in depend on engine load. This process is operated by control system which working medium is compressed air received from last stage of high pressure compressor. On Fig. 2 is presented block diagram of flow control signal of variable stator vanes system.



Fig. 2. Block diagram of stator vanes change setting mechanism; CO – combustor, HPC – high pressure compressor, LPC – low pressure compressor, ŁK – variable stator vane

Compressed air from last stage of high pressure compressor is suplied to working space of control actuator by cleaning and cooling block. Compressed air exerts pressure on control actuator elements. It causes moving of control piston which is connected with moving ring. This ring moves on circumference of compressor body. Ring is connected with stator vanes by levers. When the ring is moving stator vanes realize rotational motion changing the air stream outlet angle α_l (Fig. 1).

In cleaning and cooling block are holes. During researches air stream was bleeded by holes and less air was supplied to actuator. It caused change of setting angle α_{KW} of variable stator vanes. In consequence of that change flow duct geometry was changed.

Experiment was carry out an engine load $0,5P_{nom}$ taking into consideration atmospheric conditions. For this load setting angle of variable vanes has value α_{KW} = - 4°. During change engine load in whole range from idle to full load setting angle α_{KW} of variable vanes changes in range from -18° to +18°. Realizing experiment a few parameters of engine work was measured and registered for three different setting angle α_{KW} of variable vanes: A— α_{KW} = - 4°, B— α_{KW} = - 11°, C— α_{KW} = - 18°. Tab. 1 presents measured and registered parameters of engine work.

7

Parameter	Measurement range	Parameter name
n _{LPC}	0 - 20000 [min ⁻¹]	low pressure rotor speed
n _{HPC}	0 - 22000 [min ⁻¹]	high pressure rotor speed
n _{PT}	0 - 10000 [min ⁻¹]	power turbine rotor speed
p ₁	-0,04 - 0 [MPa]	subatmospheric pressure on compressor inlet
p ₂₁	0 - 0,6 [MPa]	air pressure on low pressure compressor outlet
p ₂	0 - 1,6 [MPa]	air pressure on high pressure compressor outlet
p _p	0 - 10,0 [MPa]	fuel pressure before injectors
T ₁	-203 - 453 [K]	air temperature on compressor inlet
T ₄₂	273 - 1273 [K]	exhaust gases temperature on inlet power turbine

Tab. 1. Parameters of engine DR work measured during researches

3. RESULTS OF RESEARCHES

Fig. 3 presents results of experiment. There are presented those parameters which are the most sestive on change of vanes setting angle. Change vanes setting from position A to position C caused increase air flow resistance by stator vanes. In consequence of that subatmospheric pressure on compressor inlet p_1 decreases. It causes pressure decrease in next parts of compressor and engine flow duct (Fig. 3bc). In this way reduced air density flowing by compressor, for stable quantity of stream fule supllied to combustor, causes increase of compressors rotor speed. The most visible is increase of low pressure compressor rotor speed (Fig. 3a) caused by directly influence on this compressor incorectly setting variable stator vanes.

Gasodynamical connection between low pressure compressor and high pressure compressor absorbs disturbances work of low pressure compressor which are transferred on high pressure compressor. Therefore range of change high pressure compressor rotor speed is lower than low pressure compressor. In this experimental it is below 1% and it is in measuring error of sensor range.

Change of subatmospheric pressure is above 5% undisturbed value of this parameter. Changes of low and high pressure compressor outlet presure are adecuately above 1,3% and above 2,4% undisturbed value of angle setting α_{KW} = - 4°.

Changes of pressure and air mass flow intensity values accompanied disturbing work of compressor, during constant fuel mas flow intensity in combustor, caused enrichment of fuel mixture. As a result of that, temperature combustor outlet gases increases. In experiment was confirmed tendency changes of gases tempertaure values even though range of thoses changes is in measuring error of sensor range.

On the base of results of experiment there were determined mathematical equations modelling changes of particular engine work parameters in function of variable inlet guide stator vanes setting angle α_{KW} :

$$n_{SNC} = 0.7449 \alpha_{KW}^{2} + 2.602 \alpha_{KW} + 9234.5$$
(2)

$$n_{\rm sWC} = -0.0204 \, a_{\rm KW} = -1.1224 \, a_{\rm KW} + 12596 \tag{3}$$

$$p_{21} = 10^{-16} \alpha_{KW}^2 + 0.0029 \alpha_{KW} + 2.9814$$
(1)

$$p_2 = 2 \cdot 10^{-16} \alpha_{KW}^2 + 0.0143 \alpha_{KW} + 8.1771$$
 (6)

$$\Gamma_{42} = 0,0204 \alpha_{KW}^{2} + 0,1633 \alpha_{KW} + 526,33$$
(7)





Fig. 4 presents results of mathematical modelling of engine work parameters. Modelling was cary out an state engine load what was equivalent unchangable fuel mass flow. In this case range of change of variable inlet guide stator vanes setting angle α_{KW} was widen from -18° to +18°. Researches in range α_{KW} from -4° to +18° were not possible to realize on real engine. It is caused by technical restrictions on the engine.



Fig. 4. Change of engine work parameters in function of variable inlet guide stator vanes setting angle gotten during mathematical simulation

Change of variable inlet guide stator vanes setting angle α_{KW} from -4° to +18° caused increase of stream outlet angle of variable stator guide vanes α_1 (Fig. 1). It decreases air flow drag on low pressure compresor inlet that caused decrease of subatmospheric pressure. During keeping constant engnie load (constant fuel mass flow) absolute axial component velocity c_{1a} increases. It exerts an influence on air mass flow ṁ increase. Simultaneously the absolute axial component velocity c_{1a} increase caused decrease of air stream whirl in rotor Δw_u . The effect of above is reduction of the compressor stage unitary work – equation (1). In consequence of that low pressure compressor rotor speed increases (Fig. 4a). In connection with decrease of subatmospheric pressure it caused increase of air pressure on low pressure outlet compressor (Fig. 4b). In spite of slight decrease of high pressure compressor rotor speed the increase of air pressure on low pressure outlet compressor involves increases of air pressure on high pressure

outlet compressor (Fig. 4c). This slight decrease of high pressure compressor rotor speed caused increase of gases flow drag in next gas turbine engine units for the combustor. The effect of above is slight increase of exhaust gas temperature on power turbine inlet.

4. CONCLUSIONS

On the base realized theoretical consideration and experimental researches we can draw a conclusion that incorrect operation of control system of inlet guide variable stator vanes or first stages stators vanes gas turbine engine compressor exerts negative influence on compressor work and engine performances. Multi-shaft construction of gas turbine engine reduces effects of incorrectly setting of variable vanes. Therefore compressors of three-shaft gas turbine engine do not require variable stators vanes as many stages as compressor of two-shaft engine with the same achievements.

Preliminary researches confirm necessity for making inspection of correct operation of variable stator vanes system control. It makes possibility of elimination this factor from group of factors informing about technical state of engine which are identified during diagnostic inspections.

REFERENCES

- [1] Charchalis A.: *Diagnostics of marine gas turbine engines* (in Polish). Published by Polish Naval Academy, Gdynia, 1991.
- [2] Dżygadło Z. et al.: Rotor unit sof gas turbine engines (in Polish). Transport and Telecommunication Publishing House (WKiŁ), Warszawa, 1982.
- [3] Korczewski Z.: Wirkowski, P., Modelling gasodynamic processes within turbine engines' compressors eqipped with variable geometry of flow duct, IV International Scientifically-Technical Conference "Explo-Diesel & Gas Turbine '05", Gdańsk – Międzyzdroje - Kopenhaga, Wyd. Politechnika Gdańska, Gdańsk 2005.
- [4] Marschal D. J., Muir D. E., Saravanamuttoo H. I. H.: *Health Monitoring of Variable Geometry Gas Turbines for the Canadian Navy*, The American Society of Mechanical Engineers 345 E, 47 St., New York, N. Y.10017.
- [5] Wirkowski P.: Modeling the characteristics of axial compressor of variable flow passage geometry, working in the gas turbine engin system, Polish Maritime Researsch, No 3/2007, Published by Gdańsk University of Technology, Gdańsk 2007.



M. Sc. **Paweł WIRKOWSKI** – Head of Marine Power Plant Exploitation Laboratory Polish Naval Academy. Member of Polish Society of Technical Diagnostics and Polish Scientific Society of Combustion Engines.

EWOLUCYJNA WIELOKRYTERIALNA OPTYMALIZACJA OBSERWATORÓW DETEKCYJNYCH

Zdzisław KOWALCZUK, Tomasz BIAŁASZEWSKI

Politechnika Gdańska, Wydział Elektroniki Telekomunikacji i Informatyki ul. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk, e-mail: {kova, bialas}@eti.pg.gda.pl

Streszczenie

W pracy omawiane są możliwości wykorzystania algorytmów ewolucyjnych, opartych na niszowaniu oraz rodzajnikowaniu genetycznym (przypisywaniu rodzajnika), do poszukiwania optymalnych rozwiązań inżynierskich zadań wielokryterialnej optymalizacji. W tego rodzaju obliczeniach skutecznie wykorzystuje się koncepcję Pareto-optymalności oraz rangowania (przypisywania rangi). Realizowany ranking pozwala na uniknięcie arbitralnego ważenia celów kryterialnych (kosztów lub zysków). Zamiast tego, dokonuje się użytecznej klasyfikacji rozwiązań, która bardziej obiektywnie uwzględnia poszczególne kryteria. Jako przykład ilustrujący skuteczność proponowanego podejścia przedstawia się metodologię konstruowania liniowych obserwatorów stanu wykorzystywanych w układach detekcyjnych. Szczególną implementację tego podejścia stanowi projekt systemu diagnostyki bezzałogowego samolotu oraz układu napędowego jednostki pływającej.

Słowa kluczowe: diagnostyka, obserwatory detekcyjne, wielokryterialna optymalizacja, algorytmy genetyczne.

EVOLUTIONARY MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION OF DETECTION OBSERVERS

Summary

In this paper the concept of evolutionary searching using mechanisms of genetic gendering and niching is used for solving engineering multi-objective optimization tasks. In such types of evolutionary computation (EC) the ideas of Pareto optimality and ranking are effectively utilized. Within the ranking approach we avoid arbitrary weighting of optimisation objectives (costs or gains). Instead, a useful classification of the solutions is performed that takes into account particular objectives more appropriately. In order to illustrate the applicability of the proposed variants of EC, we consider the issue of designing detection observers, which serve as a principal element in procedures of detecting faults, which may occur in exemplarily objects, like an unmanned plane and a ship propulsion system.

Keywords: diagnosis, detection observers, multi-objective optimization, genetic algorithms.

1. WPROWADZENIE

Projektowane systemy techniczne powinny odznaczać się takimi cechami jak: optymalność, odporność, adaptacyjność itp. Łatwo formułuje się też zadania dotyczące optymalności rozwiązania, odporności na zakłócenia oraz zmiany parametrów, które prowadzą do bardziej skutecznego i niezawodnego działania konstruowanych układów detekcji. Ponadto w zadaniach projektowych często pojawia się potrzeba łącznej optymalizacji wielu cząstkowych kryteriów, między którymi trudno jest określić wzajemne zależności [4, 9].

Metody rozwiązywania zadań optymalizacji wielokryterialnej można podzielić na dwie grupy: klasyczne oraz rankingowe (szeregowania). Wśród klasycznych metod optymalizacji wielokryterialnej wyróżnić można: metodę ważonych zysków, metodę odległości oraz metodę ograniczeń nierównościowych. Do metod rankingowych należy zaliczyć: metodę rankingu wg Pareto-optymalności (P-optymalności) oraz metodę rankingu wg globalnego poziomu optymalności (GOL) [3, 4, 7]. Powyższe metody oceny rozwiązań wielokryterialnych łatwo mogą być zastosowanie w obliczeniach ewolucyjnych [1, 11, 12, 7].

W pracy omawiane są możliwości wykorzystania mechanizmów niszowania [4, 6, 9] oraz rodzajnika genetycznego [3, 5, 8] w ewolucyjnym rozwiązywaniu wielokryterialnych zadań.

Istotą niszowania jest utrzymanie stałej liczby istniejących gatunków: zarówno tych bardziej licznych (lepiej przystosowanych), jak i tych mniej licznych (słabiej przystosowanych).

Z kolei koncepcja wariantu genetycznego zasadza się na podziale zbioru funkcji celów na podzbiory. Podział ten ma pewne własności niszowania, jednak odnosi się do charakteru rozważanych celów tzn. dotyczy przestrzeni kryteriów, a nie rozwiązań. Realizowana w ten sposób suboptymalizacja wykorzystywana jest w procesie ewolucji, w którym tylko rozwiązania o różnym wariancie genetycznym mogą tworzyć pary rodzicielskie generujące nowe rozwiązania.

W pracy prezentuje się wyniki przeprowadzonych genetycznych poszukiwań oraz

jakościową ocenę uzyskanych obserwatorów detekcyjnych na dwóch przykładach konstruowania liniowego obserwatora stanu jako układu detekcyjnego monitorującego system sterowania bezzałogowym samolotem oraz system napędowy jednostki pływającej.

2. GENETYCZNY RODZAJNIK

W naturze podział osobników ze względu na płeć wiąże się nie tylko z ich funkcjami rozrodczymi, ale również kojarzy się z ich funkcjonalną przydatnością do życia w danej społeczności. Zgodnie z ta obserwacja, zaproponowana w [3, 5, 8] idea rodzajnika genetycznego zasadza się na podziale zbioru funkcji celów na kilka rozłącznych podzbiorów, którym przypisywana jest odrębny rodzajnik. Podział ten wynikać powinien z charakteru rozważanych celów. Do ustalonego podzbioru/wariantu (Xj) mogą należeć kryteria o "jednoimiennych" cechach, które są jedynie w stanie "wewnętrznej" rywalizacji (posiadają w przybliżeniu jednakowe znaczenie). Taki zbiorczy sposób kwalifikacji zwalnia projektanta trudnego zadania wyboru z pojedynczego rozwiazania spośród wielu P-optymalnych rozwiązań.

Natomiast zbiór rodzajników genetycznych (X*j*) wyraża różne grupy 'interesów' (kryteriów), które są trudne do apriorycznego wyważenia przez projektanta. Podział na owe podzbiory może być stosowany w celu umożliwienia 'zewnętrznej' rywalizacji "różnoimiennych" cech, która nie jest prosta do rozwiązania. Do ostatecznej oceny uzyskanych rozwiązań można stosować na przykład koncepcję P-optymalności lub globalnej optymalności [3, 4].

W podejściu GGA stosuje się mechanizm przydziału rodzajnika podczas całego ewolucyjnego cyklu w celu tworzenia nowych rozwiązań, ale tylko z osobników rodzicielskich o różnych rodzajnikach. Wektor funkcji kryterialnej może być zatem podzielony na *s* podwektorów

$$\boldsymbol{f}(\boldsymbol{x}) = \begin{bmatrix} \boldsymbol{f}_1(\boldsymbol{x}) & \dots & \boldsymbol{f}_s(\boldsymbol{x}) \end{bmatrix}^T, \ \boldsymbol{f}_j(\boldsymbol{x})^T \in \mathfrak{R}^{m_i} \quad (1)$$

(j = 1, 2, ..., s) definiujących podzbiór cech (wariant X*j*). Wśród elementów tego podzbioru ustala się rangę opartą na P-optymalności. W ten sposób każdemu z osobników x_i przyporządkowuje się wektor rang $r(x_i) = [r_1(x_i) \ r_2(x_i) \ ... \ r_s(x_i)]^T$, w którym $r_j(x_i) \ (j = 1, 2, ..., s)$ reprezentuje rangę osobnika x_i w ramach *j*-tego subkryterium (wariantu X*j*). Przypisanie konkretnego rodzajnika osobnikom realizowane jest poprzez ich preselekcję [2, 4-6]

$$\varphi_i = \max_{j=1,2,\dots,s} \varphi_i^j, \quad l_i = \arg \max_{j=1,2,\dots,s} \varphi_i^j$$
(2)

z zastosowaniem względnej rangi $\varphi_i^j = r_j(\mathbf{x}_i) / r_{j_{min}}$

oraz $r_{j\max} = \max_{i=1,2,\dots,N} \{r_j(\mathbf{x}_i)\}$. Dzięki takiej normalizacji, φ_i stanowi najwyższy (rozmyty) stopień suboptymalności, tj. przynależności *i*-tego osobnika do l_i -tego wariantu genetycznego, zaś $r_{j\max}$ oznacza maksymalną rangę, jaką osiągają wszystkie rozwiązania względem *j*-tego subkryterium (X*j*).

Subkryterialne populacje (warianty) są monitorowane pod względem założonej minimalnej liczby osobników. Brakujące pozycje są uzupełniane osobnikami nie(sub)optymalnymi, pochodzącymi z najniższych frontów Pareto, które były wstępnie przypisane innym wariantom.

Przyjmuje się, że tylko osobniki różnoimienne (o odmiennym wariancie) tworzą pary biorące udział w generowaniu potomków poprzez proces krzyżowania. Procedura selekcji osobników do suboptymalnych (wariantowych, rodzajnikowych) pul rodzicielskich jest przeprowadzana na przykład metodą stochastycznego doboru resztowego [7, 9] na podstawie stopnia przynależności φ_i (efektywnej suboptymalności).

3. NISZOWANIE

Mechanizm niszowania polega na modyfikacji wektora stopnia przystosowania lub skalarnej rangi (wyznaczonej wg Pareto-optymalności) każdego osobnika znajdującego się we 'własnej' niszy stosownie do następującego przepisu [1, 7, 9]

$$\widetilde{\Psi}(\boldsymbol{x}_{i}) = \Psi(\boldsymbol{x}_{i}) / \sum_{j=1}^{N} \delta_{ij} \quad , \qquad (4)$$

gdzie $\psi(\mathbf{x}_i)$ jest wektorem stopnia przystosowania lub skalarną rangą *i*-tego osobnika, natomiast $\widetilde{\psi}(\mathbf{x}_i)$ oznacza jego niszowo-uwarunkowany odpowiednio wektor stopnia przystosowania lub skalarna rangę. Natomiast δ_{ij} reprezentuje funkcję bliskości dwu osobników $\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_i \in \Re^n$ definiowaną następująco:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 - \|\boldsymbol{x}_i - \boldsymbol{x}_j\|_p, & 0 \le \|\boldsymbol{x}_i - \boldsymbol{x}_j\|_p < 1, \\ 0, & \|\boldsymbol{x}_i - \boldsymbol{x}_j\|_p \ge 1, \end{cases}$$
(5)

gdzie $\|\mathbf{x}\|_{p} = \sqrt{\mathbf{x}^{T} \left[diag \left\{ \Delta_{1}^{2} / 4\varepsilon^{2}, \dots, \Delta_{k}^{2} / 4\varepsilon^{2} \right\} \right]^{-1} \mathbf{x}}$, zaś Δ_{k} reprezentuje niezerowy zakres poszukiwań

zas Δ_k reprezentuje mezerowy zakres poszukiwan k-tego poszukiwanego parametru, ε oznacza liczbę części na jaką jest podzielony ten zakres poszukiwań, zaś Δ_k/ε wyraża k-ta średnica hiperelipsoidy o środku w *i*-tym osobniku. Funkcja bliskości przyjmuje wartości z przedziału [0,1]. Wartość zerowa funkcji bliskości oznacza, że osobniki nie są ('geometrycznie') spokrewnione, tj. nie należą do tego samego gatunku, z kolei wartość 1 oznacza najbliższe pokrewieństwo (identyczność).

Metody niszowania mogą dotyczyć modyfikacji przystosowania lub rang osobników całej populacji lub tylko puli rodzicielskiej (NF, NR, NFP, NRP). Natomiast ze względu na czas trwania podczas
cyklu genetycznego rozważyć można niszowanie ciągłe (tj. stosowane we wszystkich generacjach) lub okresowe (stosowne w wybranych pokoleniach [8]). Niszowanie poprzez odpowiednia modyfikacje przystosowania lub rang osobników pozwala zwiększyć szansę znalezienia się w następnym pokoleniu potomków z materiałem genetycznym gatunków z rzadkich populacyjnie nisz oraz zmniejszyć ową szansę dla gatunków z gęstych nisz. W ten sposób skonstruowany algorytm ewolucyjny zabezpiecza przed zjawiskiem przedwczesnej zbieżności.

4. OPTYMALNA SYNTEZA OBSERWATORA

Zadanie syntezy obserwatora detekcyjnego służącego generowaniu residuów w systemie detekcji i izolacji (FDI) [7, 10] przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Zadanie syntezy generatora residuów

wielokryterialnej Problem optymalizacji generatora resztowego można przedstawić następująco:

gdzie
$$G_{rf}(s) = Q\{C[sI_n - A_0]^{-1}(F_1 - KF_2) + F_2\},$$

 $G_{rd}(s) = QC[sI_n - A_0]^{-1}N, G_{rw}(s) = QC[sI_n - A_0]^{-1},$
 $G_{rv}(s) = Q\{I_m - C[sI_n - A_0]^{-1}K\}, A_0 = A - KC,$
 $||M(s)||_{\infty} = \sup_{\omega} \overline{\sigma}[M(j\omega)], ||M||_s = \overline{\sigma}[M], zas \overline{\sigma}[M]$

jest maksymalną wartością szczególną macierzy M, a $W_1(s)$, $W_2(s)$, $W_3(s)$, $W_4(s)$ to macierzowe funkcje ważące znaczenie poszczególnych częstotliwości.

Problem wielokryterialnej optymalizacji łatwo można wyrazić jako zadanie optymalizacji wartości własnych $\{\lambda_i\}$ macierzy A_0 . Ustalając macierze Qoraz $W_1(s)$, $W_2(s)$, $W_3(s)$, $W_4(s)$ uzyskujemy

zadanie optymalizacji, w którym wyznacza się jedynie macierz K dla poszukiwanego spektrum macierzy tranzycji stanu obserwatora A_{0} .

Optymalnej syntezy obserwatorów dla rozważonych, przykładowych obiektów dokonano stosując ciągłe i okresowe niszowanie czterech rodzajów (NF, NR, NFP, NRP) oraz rodzajnikowanie (GGA) oraz klasyczny algorytm GA (pozbawiony obu modyfikacji). W algorytmie GGA wektor (5) został podzielony na trzy rodzajniki reprezentujace trzy podzbiory kryterialnych. Pierwszy cząstkowych funkcji rodzajnik X1 oznacza kryterium jakościowe $(J_1 = [J_1]^T - wpływ uszkodzeń na residuum), drugi$ wariant genetyczny obejmuje (X2) dwa niewrażliwościowe kryteria (oddziaływanie zakłóceń i szumów – $J_2 = \begin{bmatrix} J_2 & J_4 \end{bmatrix}^T$, natomiast trzeci rodzajnik (X3) opisuje dwie odpornościowe (wpływ statycznych odchyłek miary od nominalnego modelu obiektu – $J_3 = [J_5 \quad J_6]^T$).

Ewolucyjna optymalizacja obserwatorów została przeprowadzona dla następujących parametrów GA: 60 osobników w populacji (N = 60)

- genotyp osobnika złożony ze 160 bitów (32 bity na poszczególne parametry)
- krzyżowanie z prawdopodobieństwem $p_c = 0.8$
- mutacja z prawdopodobieństwem $p_c = 0.02$
- *k* –ta średnica niszy $\phi_k = \Delta_k / 3$ •
- strategia podstawienia z pełną reprodukcją (oznaczająca brak elitarności).

4.1. System sterowania bezzałogowym samolotem

Pierwszym obiektem, dla którego przeprowadzono zadanie syntezy detekcyjnego obserwatora, jest system sterowania bezzałogowym samolotem [2, 10].





Na rys. 2 przedstawiono parametry lotnicze takiego obiektu. Należy tu wyróżnić następujący wektor stanu $\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \alpha & \beta & \rho & \phi \end{bmatrix}^T$, gdzie ϕ jest kątem przechylenia wokół osi x, w jest kątem pochylenia wokół osi y natomiast, ζ jest kątem kierunkowym wokół osi z, α oznacza ślizg, β reprezentuje szybkość przechylenia, ρ jest szybkością obrót samolotu w locie dookoła jego osi pionowej z. Z elementami wykonawczymi obiektu związane są 2 zmienne sterujące $\boldsymbol{u} = [\tau \ \theta]^r$: położenie τ steru pionowego oraz kąt θ wychylenia lotki.

Zlinearyzowany model tego obiektu [2] reprezentują następujące macierze opisu stanowego:

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} -0.277 & 0 & -32.9 & 9.81 & 0 \\ -0.1033 & -8.525 & 3.75 & 0 & 0 \\ 0.3649 & 0 & -0.639 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{N} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$
$$\boldsymbol{B} = \begin{bmatrix} -5.432 & 0 \\ 0 & -28.64 \\ -9.49 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{C} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{D} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

W analizowanym przykładzie zakłada się, że uszkodzenie dotyczy toru sterującego, co oznacza, że w modelu $F_1 = B$ oraz $F_2 = D$. Sygnał zakłócający d(t) i szum wejściowy w(t) są nierozróżnialne, a zatem modelowane są łącznie jako sygnał d(t). W wektorze funkcji celu (5) nie występuje wówczas współrzędna J_3 , a poszukiwanie P-optymalnych obserwatorów ogranicza się do pięciu kryteriów.

Na rys. 3 przedstawiono porównanie uśrednionych wyników optymalizacji genetycznej z zastosowaniem okresowego niszowania w czterech rodzajach (NF, NR, NFP, NRP) oraz rezultaty uzyskane poprzez obliczenia ewolucyjne oparte na wariancie genetycznym osobnika (GGA) i na klasycznym schemacie GA, pozbawionym obu modyfikacji. Osiągnięte dane zostały opracowane statystycznie. Wszystkie algorytmy były inicjalizowane z jednakową populacją początkową.

Do dalszych badań symulacyjnych wybrano przykładowe rozwiązania o największym globalnym poziomie optymalności (GOL) [4]. Wskaźnik ten określa, w jakim stopniu/procencie spełniono wszystkie kryteria (względem ich osiągalnych wartości).

Przyjęto, iż usterka modelowana jest na pierwszej współrzędnej wektora d(t) sygnału zakłócającego, o kształcie "esicy", który po czasie 8 sekund zaczyna wolno narastać do wartości 0.05.

Jak widać na rys. 4, odpowiednie dwie współrzędne (r_1, r_3) detekcyjnego/residualnego wektora $\mathbf{r}(t)$ wykazują istotne zmiany, analogiczne do sygnału usterki. Owe zaobserwowane reszty mogą posłużyć jako sygnały niosące użyteczną informację o usterkach (symptomach) dla układu diagnostycznego. Ostateczna detekcja usterek może być osiągnięta na przykład po zastosowaniu odpowiedniej procedury filtracyjno-progowej (uwagę skupiono tu wyłącznie na zadaniu projektowania odpornego obserwatora).



Rys. 3. Uśrednione (po 20 symulacjach) przebiegi: średniego globalnego poziomu optymalności



4.2. Okrętowy system napędowy

Rozważmy stanowy opis systemu napędowego [3]:

$$\dot{\boldsymbol{x}}(t) = \boldsymbol{A}\boldsymbol{x}(t) + \boldsymbol{B}\boldsymbol{u}(t) + \boldsymbol{N}\boldsymbol{d}(t) + \boldsymbol{F}_{1}\boldsymbol{f}(t) + \boldsymbol{w}(t) \quad (6)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{F}_{2}\mathbf{f}(t) + \mathbf{v}(t)$$
(7)

gdzie $\mathbf{x} = [\theta \ n \ v \ Q_{eng}]^T$ jest wektorem stanu, w którym występuje θ kąt natarcia śruby (względem kierunku obrotów), n prędkość obrotowa wału, v prędkość okrętu, oraz Q_{eng} moment obrotowy silnika (Diesla), $\mathbf{u} = [\theta_{ref} \ Y]^T$ oznacza sterowanie, które zawiera wartość zadaną kąta natarcia θ_{ref} oraz wtrysk paliwa Y; $\mathbf{f} = [\Delta \theta \ \Delta \dot{\theta} \ \Delta n]^T$ reprezentuje addytywne usterki, obejmującym błąd pomiaru kąta natarcia $\Delta \theta$, wyciek hydrauliczny $\Delta \dot{\theta}$ (wolny dryft kąta natarcia), oraz błąd pomiaru prędkości obrotowej Δn , $\mathbf{d} = [Q_f \ T_{ext}]^T$ jest zakłóceniem, opisującym moment tarcia Q_f oraz zewnętrzną siłę (wpływ wiatru i fal T_{ext}), $\mathbf{y} = [\theta_m \ n_m \ v_m]^T$ oznacza pomiary, zaś $\mathbf{w}, \mathbf{v} \in \mathbb{R}^3$ są odpowiednio szumami wejściowymi i pomiarowymi.

Obecność uszkodzeń w rozważanym obiekcie związana jest z czujnikiem kąta natarcia płata śruby (liniowy potencjometr), czujnikiem prędkości obrotowej wału napędowego (tachoprądnica) oraz z silnikiem napędowym [4]. Czujnik kąta natarcia płata śruby θ może sygnalizować uszkodzenie w przypadku generowania zbyt niskiego lub dużego sygnału (z odchyłką ujemną $\Delta \theta_{low}$ lub dodatnią $\Delta \theta_{high}$) z powodu zerwanego połączenia, zwarcia lub zablokowania wału napędowego przy najmniejszym lub przy największym kącie natarcia. Innego rodzaju uszkodzeniem pośrednio związanym z tym czujnikiem jest wyciek płynu z instalacji hydraulicznej, który będzie powodować powolną zmianę kąta natarcia płata ($\Delta \dot{\theta}$).

Tachoprądnica może mieć uszkodzenia generowanie (przez zakłócenie elektromagnetyczne) maksymalnego sygnału (Δn_{max}) lub minimalnego sygnału (Δn_{min}) z powodu zaniku sygnałów w przetwornicy.

Wystąpienie powyższych uszkodzeń może mieć poważne konsekwencje. Skutkiem uszkodzenia $\Delta \theta_{high}$ może być zmniejszenie prędkości okrętu, co podnosi ryzyko w manewrowaniu, wywołuje opóźnioną reakcję okrętu lub zwiększenie kosztów eksploatacji. Odwrotny skutek ma uszkodzenie $\Delta \theta_{low}$, które może spowodować zwiększenie prędkości okrętu, co również może grozić kolizją. Uszkodzenie wywołuje zmniejszenie $\Delta n_{\rm max}$ predkości statku, które jest źródłem opóźnienia reakcji okrętu w czasie manewrowania lub zwiększenie kosztów eksploatacji. Z kolei skutkiem uszkodzenia niezamierzone Δn_{min} jest przyspieszenie okrętu, które może również spowodować kolizję.



Rys. 5. Uśrednione przebiegi średniego indeksu GOL

Na rys. 5 przedstawiono porównanie uśrednionych (po 20 symulacjach) wyników z zastosowaniem ciągłego niszowania w czterech rodzajach (NF, NR, NFP, NRP) oraz uzyskane poprzez algorytm GGA i klasycznym algorytmem GA (pozbawionym obu modyfikacji).

Sekwencję występowania możliwych addytywnych usterek [4] przedstawiono na Rys. 6. Uzyskane sygnały residualne ($r_{\theta} = \theta - \hat{\theta}$, $r_n = n - \hat{n}$ i $r_v = v - \hat{v}$) przedstawione na rys. 7, wykazują zmiany analogiczne do sygnałów uszkodzeń.



Rys. 6. Usterki występujące w obiekcie



Rys. 7. Residua rozwiązań: (a) jakościowego, (b) niewrażliwościowego i (c) odpornościowego na tle wyników klasycznego GA.

symulacji działania uzyskanych Rezultaty obserwatorów zaprojektowanych detekcyjnych według podejścia rodzajnikowego (GGA) przedstawia rys. 7. Trzy rozwiązania, każde o innym rodzajniku porównano z osobnikiem uzyskanym wg algorytmu GA. Jak można zauważyć, obserwator stanu o jakościowym rodzajniku prezentuje wyższą zdolność wykrywania usterek niż pozostałe obserwatory stanu, zaś wszystkie rozwiązania rodzajnikowe są bardziej skuteczne niż rozwiązanie optymalne uzyskane przez klasyczny GA.

5. WNIOSKI

Przedstawione metody rozwiązywania zadań wielokryterialnej optymalizacji oparte są na obliczeniach ewolucyjnych. Szczególna praktyczna wartość przedstawia metoda rozpoznawania wariantu genetycznego (suboptymalności) w każdym cyklu obliczeniowym. Informacja o stopniu przynależności do danego wariantu wydobywana jest poprzez odpowiedni ranking Informacja ta jest P-optymalnych rozwiązań. wykorzystywana przy krzyżowaniu, w którym kojarzone są tylko osobniki o odmiennym wariancie.

Olbrzymi sukces podejścia rodzajnikowego może być przypisany faktowi uporania się z dużą liczba kryteriów poprzez redukcje wymiarowości analizowanej Pareto przestrzeni. Zaobserwować w przypadku można, że pełnego zakresu optymalizacji, z powodu wysokiego wymiaru przestrzeni kryteriów, liczba frontów Pareto jest mocno ograniczona. Oznacza to, że duża liczba osobników jest klasyfikowana jako równorzędne z punktu widzenia Pareto-optymalności (tzn. posiadają tę samą rangę). W wyniku tego, proces osobników jest nieefektywny selekcji i poszukiwania ewolucyjne są zbyt stochastyczne bez oznak postępu w jakimś szczególnym kierunku reprezentowanym przez zadane kryteria. Istotną proponowanej metody cecha jest sposób wykorzystania Pareto-optymalizacji. Dla każdego podzbioru kryterialnego, wiązanego z rodzajnikiem genetycznym, przeprowadzany jest P-optymalny ranking, będący narzedziem suboptymalnej oceny (jednoimiennej, wewnętrznej rywalizacji). Pozwala ona na selekcję rozwiązań do pul rodzicielskich w każdym ewolucyjnym cyklu. Oznacza to: (a) nowy mechanizm preselekcji osobników oraz (b) wzajemną skuteczną międzywariantową wymianę materiału genetycznego podczas krzyżowania. Ponadto w opozycji do tradycyjnego podejścia: (1) uzyskane fronty Pareto są bardziej regularne i jest ich więcej, (2) zachowuje się rozmaitość rozwiązań, a projektant uzyskuje (3) możliwość łatwego formułowania subkryteriów oraz (4) jasne przesłanki co do końcowego rozstrzygniecia.

Algorytm genetyczny z mechanizmem niszowania umożliwia efektywną eksplorację

obszaru poszukiwań poprzez dbanie o różnorodność kolejnych generacji. W przypadku nadmiernego niszowania (rang), zaburzenie optymalnego doboru może osłabić szybkość zbieżności. Kiedy rozważane kryteria nie są zbyt złożone zastosowanie niszowania może być nieefektywne.

SPIS ZASTOSOWANYCH SKRÓTÓW

- EC obliczenia ewolucyjne (ang. *Evolutionary Computation*).
- GA algorytm genetyczny (ang. *Genetic Algorithm*)
- GGA algorytm GA z rodzajnikiem genetycznym (ang. *Genetic Gender Algorithm*).
- GOL globalny poziom optymalności (ang. *Global Optimality Level*).
- NF mechanizm niszowania przystosowania (ang. *Niching of Fitness*).
- NFP mechanizm niszowania przystosowania puli rodzicielskiej (ang. *Niching of Fitness of Parents*).
- NR mechanizm niszowania rang (ang. *Niching* of *Ranks*).
- NRP mechanizm niszowania rang puli rodzicielskiej (ang. Niching of Ranks of Parents).

LITERATURA

- [1] Goldberg D. E.: *Genetic Algorithms in Search, Optimisation and Machine Learning.* Addison-Wesley, Reading 1989.
- [2] Chen J., Patton R. J., Liu G.: Optimal residual design for fault diagnosis using multi-objective optimisation and genetic algorithms, International Journal of Systems Science, 1996, vol. 27, pp. 567-576.
- [3] Kowalczuk Z., Białaszewski T.: Evolutionary multi-objective optimisation with genetic sex recognition. 7th IEEE Intern. Conf. MMAR, Międzyzdroje, 2001, pp. 143-149.
- [4] Kowalczuk Z., Białaszewski T.: Algorytmy genetyczne w wielokryterialnej optymalizacji obserwatorów detekcyjnych. W: Diagnostyka Procesów: Modele, Metody Sztucznej Inteligencji, Zastosowania [Korbicz J., Kościelny J. M., Kowalczuk Z., Cholewa W. (Red.)], WNT, Warszawa 2002, ss. 465-511.
- [5] Kowalczuk Z., Białaszewski T.: *Multi-gender genetic optimization of diagnostic observers*, Proceedings of the IFAC Workshop Control Applications of Optimisation, 2003, Visegrad, Hungary, pp. 15-20.
- [6] Kowalczuk Z., Białaszewski T.: Periodic and continuous niching in genetic optimization of detection observers, Proc. of the 10th IEEE Int. Conf. MMAR, 2004, Międzyzdroje, Poland, vol. 1, pp. 781-786.

- [7] Kowalczuk Z., Białaszewski T.: Improving evolutionary multi-objective optimisation by nichning. Int. J. Information Technology and Intelligent Computing, Vol. 1, no. 2, 2006.
- [8] Kowalczuk Z., Białaszewski T.: Improving evolutionary multi-objective optimisation using genders. Artificial Intelligence and Soft Computing. Lecture Notes in Artificial Intelligence, Vol. 4029, Springer-Verlag, Berlin, 2006, pp. 390-399.
- Kowalczuk Z., Suchomski P., Białaszewski T.: *Evolutionary multiobjective Pareto* optimisation of diagnostic state observers. Int. J. Applied Math. and Computer Science, 1999, vol. 9, no. 3, pp. 689-709.
- [10] Patton R. J., Frank P. M., Clark R. N.: Fault Diagnosis in Dynamic Systems, Theory and Application. In: Control Engineering Series, Prentice Hall, New York 1989.
- [11] Man K. S., Tang K. S., Kwong S., Lang W. H.: Genetic algorithms for control and signal processing. Springer-Verlag, London 1997.
- [12] Michalewicz Z.: Genetic Algorithms + Data Structures=Evolution Programms. Springer-Verlag, New York 1996.

DIAGNOSTYKA LOKALNYCH USZKODZEŃ ZĘBÓW KÓŁ PRZEKŁADNI PRZY UŻYCIU SZYBKIEJ TRANSFORMATY FOURIERA I LOGIKI ROZMYTEJ

Piotr CZECH

Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu, Politechnika Śląska ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, e-mail: piotr.czech@polsl.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki prób mających na celu budowę klasyfikatora lokalnych uszkodzeń zębów kół przekładni, zbudowanego w oparciu o logikę rozmytą. Obiekt badań stanowiła przekładnia zębata o zębach prostych, pracująca na stanowisku mocy krążącej FZG. Badaniami objęto przekładnie z kołami bez uszkodzeń oraz z lokalnymi uszkodzeniami zębów w postaci pęknięcia u podstawy zęba oraz wykruszenia wierzchołka zęba. Zaproponowano również sposób budowy systemów diagnozujących lokalne uszkodzenia zębów kół. Do tego celu wykorzystano sygnały drganiowe poddane odpowiedniej filtracji oraz przetwarzaniu.

Słowa kluczowe: diagnostyka, przekładnie zębate, logika rozmyta, szybka transformata Fouriera.

THE DIAGNOSTIC OF TOOTH GEARS FAILURES BY USING FAST FOURIER TRANSFORM AND FUZZY LOGIC

Summary

This article presents the tests results showing the construction of the local damages classifier of the transmission gear teeth, built on the basis of the fuzzy logic. The tested object was the transmission gear with straight teeth, working on the circulating power FZG stand. The tests included the gears with the undamaged teeth and with the locally damaged teeth in the form of the crack root and the chip tip of the tooth. The construction of the systems diagnosing the local damages of the teeth was also proposed. To achieve this aim, the vibration signals which had undergone proper filtration and processing were used.

Keywords: diagnostics, gearboxes, fuzzy logic, fast Fourier transform.

1. WSTĘP

Jednym z elementów, od których nierzadko zależy życie ludzkie, są przekładnie zębate. Znajdują one zastosowanie w większości układów przeniesienia napędu i to zarówno we wszelkiego rodzaju maszynach, jak również środkach transportu. Przekładnia zębata stanowi bardzo ważną część łańcucha kinematycznego układu przeniesienia mocy pomiędzy silnikiem a odbiornikiem energii. Z dotychczasowych badań wynika, że około 60% niesprawności przekładni zębatych spowodowane lokalnymi jest uszkodzeniami, do których należy pęknięcie u podstawy zęba oraz wykruszenie wierzchołka zęba. Szczególnie ważne wydaje się stworzenie takich metod, które pozwolą wykryć wszelkiego rodzaju uszkodzenia już we wczesnych ich stadiach. Szybkość rozprzestrzeniania się zaburzeń wibroakustycznych wywołanych zmianą stanu obiektu powoduje, że metody wibroakustyczne są szczególnie przydatne w przypadkach pojawienia się uszkodzenia [3, 5, 8-10, 13, 14, 16-18]. W literaturze można znaleźć wiele opracowań dotyczących diagnozowania przekładni zębatych, lecz Autorzy wskazują na konieczność dalszych badań wynikłych z trudności w jednoznacznym wykrywaniu miejscowych uszkodzeń kół zębatych.

Jest to spowodowane tym, iż w początkowej fazie defekty te nie powodują zauważalnych zmian ogólnego poziomu sygnałów wibroakustycznych. Należy jednak podkreślić, że drgania i hałas układów napędowych są ściśle związane z ich stanem technicznym. Jak podaje Autor w [3] sygnał drganiowy jest lepszym nośnikiem informacji stanie obiektu technicznego niż sygnał 0 akustyczny. Wynika to z faktu, iż może on być zakłócony jedynie przez ruch bliskich par kinematycznych, natomiast sygnał akustyczny dodatkowo może podlegać zakłóceniu przez efekty akustyczne pochodzące od różnych niesprawności w maszynie oraz efekty związane z własnościami otoczenia pomiarowego. W związku z tym w niniejszym opracowaniu skupiono się tylko na wykorzystaniu sygnałów drganiowych w procesie diagnozowania dwóch rodzajów uszkodzeń zębów kół w postaci pęknięcia u podstawy zęba oraz wykruszenia wierzchołka zeba. Oprócz zidentvfikowania wystepujacego rodzaju uszkodzenia starano się również zdiagnozować jego stopień, tj. 1 i 3 mm pęknięcia u podstawy zęba oraz wykruszenia wierzchołka zęba o wartość 0,75; 1,5 i 2 mm.

Sygnał drganiowy przekładni zębatej można przedstawić jako sumę stacjonarnego sygnału zazębienia i resztkowej części sygnału zawierającej składowe impulsowe wywołane lokalnymi uszkodzeniami kół zębatych [8]. Poza składowymi związanymi z harmonicznymi częstotliwościami bocznymi będącymi wokół nich wstęgami bocznymi będącymi wynikiem modulacji częstotliwościami obrotowymi kół, występują składowe związane z uszkodzeniem kół zębatych stanowiące niskoenergetyczną część widma sygnału [13].

W diagnostyce przekładni zębatych stosuje się wiele różnych metod analizy sygnałów, których podstawę stanowi odpowiednio wyselekcjonowany Dodatkowo celu eliminacji sygnał. W przypadkowych zakłóceń może on zostać uśredniony synchronicznie. Zastosowanie uśredniania w odpowiednio dobranym okresie powoduje zmniejszenie wpływu zaburzeń niezwiązanych z uszkodzeniem. W przypadku zmiennej prędkości obrotowej cennym może być wykorzystanie zmodyfikowanej procedury decymacyjnej transformującej skalę rzeczywistego czasu na względny czas cyklu. Synchronizacja cyklem realizowana jest poprzez przepróbkowanie sygnału powodujące wyrównanie długości dyskretnej reprezentacji kolejnych cykli, a dzieki temu zbliżenie do sygnału stacjonarnego [1]. Dla tak wstępnie przetworzonych sygnałów stosuje się różne metody analizy w dziedzinie czasu, częstotliwości oraz czasu i częstotliwości. Jedna z metod umożliwiającą analizę sygnałów w dziedzinie częstotliwości jest algorytm szybkiej transformaty Fouriera (FFT). Przekształcenie to cechuje się dobrą rozdzielczością w dziedzinie częstotliwości, pozwala na uzyskanie informacji o średnich amplitudach częstotliwości składowych rozpatrywanego procesu, a tym samym umożliwia zastosowanie odpowiedniej selekcji sygnału dziedzinie częstotliwości. Właściwość W ta wykorzystano w niniejszym opracowaniu do budowy modeli diagnostycznych wykorzystujących logikę rozmytą. Należy jednak podkreślić, iż w wielu pracach Autorzy zwracają uwagę na fakt, że powstanie uszkodzeń kół zębatych może prowadzić do intensyfikacji zjawisk nieliniowych, jak również występowania efektów niestacjonarnych [5, 17, 18]. W takich przypadkach stosowanie analizy widmowej nie jest zalecane.

Jak dotąd w literaturze brak jest gotowych rozwiązań z zakresu diagnostyki powstawania i rozwoju uszkodzeń zębów, które pozwoliłyby wykryć ten stan jeszcze we wczesnych stadiach rozwoju. W ostatnich latach w literaturze pojawiły się przykłady zastosowania metod sztucznej inteligencji w zadaniach diagnostyki. Jako największą trudność w procesie projektowania systemów wykorzystujących sztuczną inteligencję literatura podaje konieczność podejścia do każdego z zadań indywidualnie. Dotychczas nie udało się opracować jednoznacznych wytycznych co do sposobów budowy i nauki takich systemów. Pośród metod sztucznej inteligencji można wyróżnić logikę rozmytą [4-7, 11, 12, 15].

Logika rozmyta jest bardzo skutecznym sposobem przetwarzania informacji niepewnej i nieprecyzyjnej, czyli takiej, jaka występuje w praktyce [5]. Ze względu na swoje cechy może być z powodzeniem stosowana w systemach diagnozowania stanu obiektów technicznych.

Struktura modelu rozmytego składa się z bloku interferencii oraz defuzvfikacii. fuzyfikacji, W bloku fuzyfikacji (rozmywania) dla ostrych wartości wejściowych (x) zostaje wyznaczony stopień przynależności ($\mu(x)$) do poszczególnych zbiorów rozmytych. W tym bloku zdefiniowane są funkcje przynależności do zbiorów rozmytych kolejnych wejść systemu. Funkcje przynależności muszą być dokładnie zdefiniowane jakościowo ilościowo (parametry, (rodzaj funkcji) i współczynniki funkcji). Na podstawie stopnia przynależności wejść kolejny blok systemu wynikową rozmytego wyznacza funkcje przynależności. Blok interferencji musi zawierać baze regul, mechanizm interferencyjny oraz funkcję przynależności wyjścia modelu. W bazie reguł zawarte są zależności przyczynowo-skutkowe wyjścia od wejść modelu, np.: reguła 1: $(x_1 = A_1) \quad \text{i} \quad (x_2 = B_1)$ $(y = C_1).$ jeśli to W mechanizmie interferencyjnym zostaje obliczony stopień spełnienia poszczególnych reguł, stopień aktywacji konkluzji poszczególnych reguł oraz wynikowa postać funkcji przynależności wyjścia. W ostatnim bloku systemu rozmytego na podstawie funkcji przynależności wynikowej wviścia wyznacza się ostrą wartość wyjścia (y). Dokładne omówienie metod stosowanych w celu wartości wyjściowej wyznaczenia zostało przedstawione w pracach [4, 6, 7, 11, 12, 15].

W niniejszym artykule zostanie przedstawiona propozycja sposobu wykorzystania logiki rozmytej do celów diagnostycznych.

2. OPIS EKSPERYMENTU

W przeprowadzonych doświadczeniach podjęto próbę zbudowania klasyfikatora rodzaju i stopnia uszkodzenia zębów kół przekładni wykorzystującego logikę rozmytą.

Obiekt badań stanowiła przekładnia zębata o zębach prostych pracująca na stanowisku mocy krążącej, o liczbie zębów zębnika i koła 16 i 24.

Zmierzone na stanowisku mocy krążącej sygnały prędkości drgań poprzecznych wału koła (rys. 1) stanowiły bazę w budowie wzorców rodzaju i stopnia uszkodzenia zębów kół przekładni dla projektowanych klasyfikatorów.

Układ pomiarowy składał się z czujników położenia kątowego wałów, jednostki logicznej, wibrometru laserowego, analizatora sygnałów oraz komputera. Pomiaru drgań poprzecznych wału koła



Rys. 1. Stanowisko mocy krążącej FZG

dokonano za pomocą wibrometru laserowego Ometron VH300+.

Pomiary wykonywano dla nieuszkodzonej przekładni, jak również z zamodelowanymi uszkodzeniami w postaci pęknięcia u podstawy zęba (na głębokości: 1 mm, 3 mm) oraz wykruszenia wierzchołka zęba (o wartość: 0,75 mm, 1,5 mm, 2 mm) [5, 6]. Każdą z serii pomiarowych przeprowadzono dla przekładni zębatej pracującej przy prędkościach obrotowych wału koła wynoszacych 900 obr/min i 1800 obr/min, oraz przy obciażeniach wynoszących 2,58 MPa, i 3,85 MPa. W rezultacie otrzymano macierz składającą się z 971 sygnałów prędkości drgań poprzecznych wału koła.

Zarejestrowane sygnały drganiowe poddano działaniu filtrów dolnoprzepustowych w zakresie 6 i 12 kHz, filtrów umożliwiających uzyskanie sygnałów resztkowych i różnicowych, filtru w zakresie 0,5-1,5 częstotliwości zazębienia. Sygnały resztkowe otrzymano poprzez usunięcie z widma pasm zawierających składowe obrotowe wałów kół i ich harmoniczne oraz składowe częstotliwości zazębienia i jej harmoniczne, zaś różnicowe dodatkowo usuwając pasma wokół częstotliwości zazębienia i ich harmonicznych obejmujace wstęgi boczne związane z częstotliwościami obrotowymi kół zębatych. Następnie stosując odwrotną transformatę Fouriera otrzymano sygnały czasowe. Z otrzymanych sygnałów czasowych drgań wyznaczono widma, w których wyodrębniono następujące zakresy częstotliwości:

-
$$f \in \langle 0, f_o \rangle$$
,

-
$$f \in \langle f_z - f_o, f_z \rangle$$
,

-
$$f_z$$
,

$$- f \in \left\langle f_z, f_z + f_o \right\rangle.$$

Zakres $f \in \langle f_o, f_z - f_o \rangle$ podzielono na 20, 10 i 5 podzakresów. Podział na podzakresy o długościach $\Delta f \cong 30$ Hz, $\Delta f \cong 65$ Hz oraz $\Delta f \cong 150$ Hz miał na celu sprawdzenie wpływu wielkości podzakresu błedu klasyfikatora. wartość Każda na z otrzymanych części widma częstotliwości scharakteryzowano pod względem zmienności poprzez amplitudy wyznaczenie wartości skutecznej (rys. 2).

Obliczenia zostały powtórzone dla wszystkich zarejestrowanych na stanowisku mocy krążącej FZG przebiegów czasowych. Z tak otrzymanej macierzy wyznaczono dla każdej wyodrębnionej części widma wartości minimalne i maksymalne występujące w przypadku danego rodzaju i stopnia uszkodzenia. Dodatkowo z uśrednionych zarejestrowanych prędkości drgań dla danego rodzaju i stopnia uszkodzenia wyznaczono wartość skuteczną w każdej z wyselekcjonowanych części widma.

Na podstawie otrzymanych wartości podjęto próbę określenia funkcji przynależności wejść. Sposób postępowania przy określaniu punktów charakterystycznych dla funkcji przynależności wejść systemu diagnostycznego przedstawiono schematycznie na rysunku 3.

Tak wyznaczone estymaty posłużyły do określenia punktów charakterystycznych funkcji przynależności wejść. Na podstawie literatury do badań za funkcję przynależności wejść wybrano funkcję trójkątną (rys. 4). Sposób określania punktów charakterystycznych dla funkcji trójkątnej przyjęto zgodnie z tabelą 1 i 2.



Rys. 2. Sposób przeprowadzenia selekcji widmowej

Tabela 1: Sposób "A" określania punktów charakterystycznych funkcji przynależności wejść

Sposób "A" określania punktów charakterystycznych funkcji przynależności					
wejść					
$a = \min(FFT(v))$					
$c = \max(FFT(v))$					
$b = \frac{\min(FFT(v)) + \max(FFT(v))}{\max(FFT(v))}$					
2					

Ze względów czasowych w przeprowadzonych doświadczeniach sprawdzano przydatność tylko funkcji trójkątnych. Należy przy tym zauważyć, iż celem potwierdzenia poprawności wyboru kolejne badania zostaną przeprowadzone dla systemów diagnostycznych, w których funkcja przynależności wejść zostanie określona jako trapezoidalna oraz gaussowska. Dopiero po przeprowadzeniu pełnych badań można będzie odpowiedzieć na pytanie dotyczące słuszności wyboru rodzaju funkcji przynależności wejść.

We wstepnej cześci przeprowadzonego doświadczenia wyznaczono funkcje przynależności wejść dla trzech sposobów selekcji widmowej dla przekładni pracującej przy dwóch prędkościach i dwóch obciążeniach. Celem ograniczenia liczby wejść systemu diagnostycznego wykorzystującego logikę rozmytą przeprowadzonych W doświadczeniach wykorzystano zakres częstotliwości $f \in \langle 0, f_z + f_o \rangle$.

Tabela 2: Sposób "B" określania punktów charakterystycznych funkcji przynależności wejść

Sposób "B" określania punktów charakterystycznych funkcji przynależności wejść
$\left(\min(FFT(v))\right)$
$a = \min \left \max \left(FFT(v) \right) \right $
$\left(FFT(v_{usr}) \right)$
$\left(\min(FFT(v))\right)$
$c = \max\left \max\left(FFT(v) \right) \right $
$\left(FFT(v_{usr}) \right)$
$b = \min(FFT(v))$
lub
$b = \max(FFT(v))$
lub
$b = FFT(v_{usr})$
gdzie:
a < b < c

Rysunek 5 przedstawia punkty charakterystyczne funkcji przynależności określone dla przykładowego wyodrębnionego zakresu widma sygnału drganiowego zarejestrowanego przy jednej prędkości obrotowej i jednym obciążeniu. DIAGNOSTYKA' 1(45)/2008 CZECH, Diagnostyka lokalnych uszkodzeń zębów kół przekładni...



Rys. 3. Sposób określania punktów charakterystycznych funkcji przynależności wejść systemu diagnostycznego



Rys. 4. Wybrana funkcja przynależności wejść

Spośród wszystkich utworzonych zestawów wybrano 13, w skład których wchodziły najlepiej dostosowane do procesu klasyfikacji wejścia. Postępowano zgodnie z ideą przedstawioną na rysunku 6. Najlepsza sytuacja wystąpiłaby, gdyby z całego zakresu możliwych do wystąpienia wartości danej estymaty (oś *x*) zostałyby wyodrębnione niepokrywające się przedziały odpowiadające kolejnym stopniom uszkodzenia zębów kół. W tym przypadku wystarczyłaby znajomość tej estymaty, aby dokładnie określić występujące uszkodzenia. Równocześnie nie byłoby potrzeby tworzenia skomplikowanego w budowie systemu diagnostycznego opartego na logice rozmytej. Niestety w przeprowadzonych doświadczeniach nie zarejestrowano wystąpienia takiego przypadku.

Również w przypadku wyjść systemu wykorzystującego logikę rozmytą do celów diagnostycznych przekładni zębatej zastosowano dwa sposoby rozmywania (rys. 7 i 8).



Rys. 5. Przykładowe określone punkty charakterystyczne funkcji przynależności wejść dla kół: (a) bez uszkodzeń, (b) z wykruszonym o wartość 2 mm wierzchołkiem zęba



Rys. 6. Wybrana funkcja przynależności wejść: (a) przypadek najlepszy, (b) przypadek najgorszy

Określenie występującego rodzaju i stopnia uszkodzenia zębów kół stanowiło cel przeprowadzanego diagnostycznego. procesu Równocześnie zamodelowane w eksperymencie uszkodzenia stanowiły klasy, do których system diagnostyczny miał zakwalifikować dane uszkodzenie. Klasy te określały położenie punktów, których funkcja przynależności dla wyjść przyjmowała wartość równą 1. W eksperymentach przyjęto dla klas skrajnych sigmoidalną funkcję przynależności, zaś dla pozostałych klas zastosowano funkcję trójkątną. Przyjęte badaniach sposoby określania punktów W charakterystycznych funkcji przynależności wyjść są widoczne na przykładach zamieszczonych na rysunkach 7 i 8.

Przeprowadzenie badań z różnymi sposobami rozmywania wejść i wyjść miało na celu zbadanie ich wpływu na wynik procesu klasyfikacji rodzaju i stopnia uszkodzenia zębów kół przekładni.







Rys. 8. Sposób "2" budowy rozmytych wyjść systemu logiki rozmytej dla uszkodzenia w postaci: (a) pęknięcia u podstawy zęba, (b) wykruszenia wierzchołka zęba

Doświadczenia z udziałem systemów logiki rozmytej przeprowadzono oddzielnie dla dwóch rodzajów uszkodzenia przekładni zębatej w postaci pęknięcia u podstawy zęba oraz wykruszenia wierzchołka zęba w różnych punktach pracy maszyny:

- Q = 2,58 MPa, n = 900 obr/min,

- Q = 2,58 MPa, n = 1800 obr/min,

- Q = 3,85 MPa, n = 900 obr/min,

- Q = 3,85 MPa, n = 1800 obr/min.

Punkty pracy maszyny były zgodne z wybranymi w procesie rejestracji przebiegów drganiowych na stanowisku mocy krążącej FZG.

Dodatkowo przeprowadzono eksperymenty z wykorzystaniem klasyfikatorów jednego rodzaju uszkodzenia, niezależnie od obciążenia i prędkości obrotowej wałów kół przekładni zębatej, oraz obu rodzajów uszkodzenia diagnozowanych przez jeden klasyfikator.

W czasie budowy bazy reguł systemu logiki rozmytej korzystano z dwóch sposobów przedstawionych schematycznie na rysunku 9 i 10.



Rys. 9. System "I" budowy reguł systemu logiki rozmytej, MF1...6 – kolejne funkcje przynależności



Rys. 10. System "II" budowy reguł systemu logiki rozmytej, MF1...6 – kolejne funkcje przynależności

W "I" typie systemu dla każdego wejścia zakodowano wszystkie występujące punkty pracy maszyny, natomiast w "II" typie systemu każde z wejść zostało zwielokrotnione o liczbę analizowanych punktów pracy przekładni zębatej. Sposób ten jest analogiczny z wykorzystywanym czasie badań nad klasyfikacja stopnia w uszkodzenia przekładni zębatej pracującej przy jednym momencie obciążenia i jednej prędkości obrotowej wałów kół.

Zbiór reguł zapisano w postaci:

jeśli x_1 jest A_1 i x_2 jest A_2 ... i x_k jest A_k to klasa 1,

jeśli x_1 jest B_1 i x_2 jest B_2 ... i x_k jest B_k to klasa 2,

jeśli x_1 jest Z_1 i x_2 jest Z_2 ... i x_k jest Z_k to klasa N,

gdzie:

 $x_1 \dots x_k$ - wartości estymat wyznaczonych w danej części widma,

k - liczba wejść systemu diagnostycznego,

 $A_1 \dots A_k$, $B_1 \dots B_k$, $Z_1 \dots Z_k$ - określony dla każdego wejścia osobno przedział wartości estymat wyznaczonych w danej części widma, który odpowiada danej klasie uszkodzenia,

klasa 1, klasa 2...klasa N - rozpoznawana klasa uszkodzenia zębów kół,

N - liczba klas uszkodzeń zębów kół.

3. OPIS EKSPERYMENTU

W pierwszej serii przeprowadzonych badań zbudowano systemy klasyfikujace stopień jednego rodzaju uszkodzenia zebów kół przekładni pracującej przy określonej prędkości obrotowej oraz obciażeniu. Eksperymenty powtórzono dla uszkodzenia w postaci pęknięcia u podstawy zęba oraz wykruszenia wierzchołka zęba. Błąd otrzymany z różnych typów systemów diagnostyki stopnia pęknięcia w stopie zęba wyniósł w granicy 5-15%. W przypadku systemów diagnozujących stopień wykruszenia wierzchołka zęba, uzyskane wyniki błędu klasyfikacji charakteryzują się znacznie większą rozpiętością niż w przypadku analogicznie zbudowanych systemów służących do diagnostyki stopnia pęknięcia w stopie zęba. Dla większości przypadku wykorzystanych typów systemów najniższe wartości błędu wyniosły granicy 2-20%. Otrzymane rozpiętości w w uzyskiwanych wartościach błędu klasyfikacji wskazują na duże znaczenie sposobu określania punktów charakterystycznych funkcji przynależności wejść (systemy logiki rozmytej typu A i B - tabela 1 i 2) oraz punktów charakterystycznych funkcji przynależności wyjść (systemy logiki rozmytej typu 1 i 2 - rys. 7 i 8).

Tabele 3 i 4 przedstawiają zestawienia najlepszych uzyskanych wyników klasyfikacji stopnia uszkodzenia zębów kół przekładni pracującej przy jednym obciążeniu i jednej prędkości obrotowej dla systemów diagnozujących jeden rodzaj uszkodzenia.

Ponieważ przekładnie zębate w układach napędowych pracują zwykle przy różnych prędkościach i obciążeniach postanowiono w kolejnych doświadczeniach przeprowadzić testy z wykorzystaniem systemów diagnozujących jeden rodzaj uszkodzenia zęba koła przekładni pracującej przy różnych prędkościach i różnych obciążeniach.

Tabela 3. Zestawienie najlepszych wyników klasyfikacji pęknięcia u podstawy zęba koła przekładni pracującej przy jednej prędkości obrotowej wałów i jednym obcjażeniu

Nr pu	Nr punktu pracy			3	4
Тур	Błąd	klasy	fikacji	[%]	
systemu	podzakresów	-			
	20	20,29	7,88	13,04	7,17
I-A-1	10	15,94	7,17	14,49	7,88
	5	18,84	7,17	11,59	7,17
	20	23,19	8,59	13,04	7,88
I-A-2	10	15,94	7,88	14,49	7,88
	5	17,39	7,88	11,59	7,17
	20	18,84	7,88	11,59	7,17
I-B-1	10	14,49	5,72	11,59	7,88
	5	23,19	7,17	10,14	7,17
	20	17,39	8,59	11,59	7,17
I-B-2	10	14,49	6,43	11,59	7,88
	5	26,09	7,88	10,14	7,17

Tabela 4. Zestawienie najlepszych wyników klasyfikacji wykruszenia wierzchołka zęba koła przekładni pracującej przy jednej prędkości obrotowej wałów i jednym obciążeniu

Nr pu	1	2	3	4		
Тур	Liczba	Błą	d klasy	fikacji	[%]	
systemu	podzakresów					
	20	29,79	9,71	19,86	13,49	
I-A-1	10	23,07	9,71	19,86	9,71	
	5	33,99	10,81	18,77	9,18	
	20	31,08	9,71	19,86	13,51	
I-A-2	10	23,07	10,80	19,86	9,71	
	5	35,08	10,27	18,77	9,18	
	20	34,39	9,71	19,81	14,57	
I-B-1	10	19,76	9,71	18,73	9,71	
	5	37,50	11,36	16,55	9,18	
	20	34,14	9,71	19,81	12,95	
I-B-2	10	20,85	11,34	18,73	9,71	
	5	36,41	10,27	16,55	9,18	

Gdzie nr punktu pracy:

1 - Q = 2,58 [MPa], n = 900 [obr/min],

2 - Q = 2,58 [MPa], n = 1800 [obr/min],

3 - Q = 3,85 [MPa], n = 900 [obr/min],

4 - Q = 3,85 [MPa], n = 1800 [obr/min].

W zależności od typu zastosowanego systemu wykorzystującego logikę rozmytą oraz od sposobu filtracii sygnału drganiowego i wariantu zastosowanej selekcji widma otrzymywano błąd klasyfikacji poziomach 10-15% dla na klasyfikatorów stopnia pęknięcia w stopie zęba oraz 15-20% dla klasyfikatorów stopnia wykruszenia wierzchołka zęba.

Klasyfikatory uzyskiwały największą poprawność wyników dla podziału zakresu częstotliwości $f \in \langle f_o, f_z - f_o \rangle$ na 5 podzakresów.

Porównując uzyskiwaną poprawność diagnozy o stopniu uszkodzenia zęba koła zauważono niewielki wpływ sposobu rozmywania wyjść systemów wykorzystujących logikę rozmytą (porównanie systemów logiki rozmytej typu 1 z 2 – rys. 5 i 6). Dla obu diagnozowanych rodzajów uszkodzeń zębów oraz dla wszystkich wariantów zastosowanego wstępnego przetwarzania sygnałów drganiowych otrzymywano wartości błędu na poziomie do 3%.

Podobne niewielkie różnice w wartościach błędu klasyfikacji występowały przy porównaniu sposobów rozmywania wejść klasyfikatora stopnia pęknięcia w stopie zęba (porównanie systemów logiki rozmytej typu A z B – tabela 1 i 2). Znaczny wpływ poprawność systemu na pracy diagnostycznego miał sposób rozmywania wejść dla klasyfikatorów stopnia wykruszenia wierzchołka zęba. W tym przypadku różnice w uzyskiwanych wartościach błędu dochodziły nawet do 20% na korzyść systemów logiki rozmytej typu A.

Uzyskane w eksperymentach wyniki pokazały, że wybór pomiędzy zaproponowanymi sposobami budowy bazy reguł nie ma wpływu na poprawność pracy klasyfikatorów danego rodzaju uszkodzenia zębów kół przekładni pracującej przy różnych prędkościach obrotowych i momentach obciążenia (porównanie systemów logiki rozmytej typu I z II – rys. 7 i 8).

Zestawienie najlepszych uzyskanych wyników klasyfikacji stopnia uszkodzenia zębów kół przekładni pracującej przy różnych prędkościach obrotowych wałów i różnych obciążeniach przedstawiono w tabeli 5.

Ponieważ uzyskano bardzo dobre wyniki poprawności klasyfikacji dla systemów rozpoznających stopień pęknięcia w stopie zęba, jak również stopień wykruszenia wierzchołka zęba podjęto próby budowy systemu opartego na logice rozmytej, którego celem byłoby rozpoznawanie przez jeden system obu typów uszkodzenia. System taki miał za zadanie rozpoznać stan bezawaryjny, trzy stopnie pęknięcia w stopie zęba oraz cztery stopnie wykruszenia wierzchołka zęba, co było zgodne z przeprowadzoną na stanowisku mocy krążącej FZG rejestracją sygnałów drganiowych.

Najlepsze uzyskane wyniki dla systemu wykorzystującego logikę rozmytą do celów określenia rodzaju i stopnia uszkodzenia zębów kół przekładni pracującej przy różnych prędkościach obrotowych wałów i różnych obciążeniach przedstawia tabela 6. Tabela 5. Zestawienie najlepszych wyników klasyfikacji uszkodzenia zębów kół przekładni pracującej przy różnych prędkościach obrotowych wałów i różnych obciążeniach

Nr us	szkodzenia	1	2	
Тур	Liczba	Błąd kla	syfikacji	
systemu	podzakresów	[%]		
	20	11,53	22,45	
I-A-1	10	11,89	19,43	
	5	10,08	17,79	
	20	12,07	21,81	
I-A-2	10	12,43	17,94	
	5	10,08	16,86	
	20	11,35	24,07	
I-B-1	10	12,98	19,60	
	5	10,45	16,59	
	20	11,71	22,24	
I-B-2	10	14,24	20,01	
	5	11,17	17,14	
	20	11,53	22,45	
II-A-1	10	11,89	19,43	
	5	10,08	17,79	
	20	12,07	21,81	
II-A-2	10	12,43	17,94	
	5	10,08	16,86	
	20	11,35	24,07	
II-B-1	10	12,98	19,60	
	5	10,45	16,59	
	20	11,71	22,24	
II-B-2	10	14,24	20,01	
	5	11,17	17,14	

Gdzie nr uszkodzenia:

1 – pęknięcie u podstawy zęba,

2 - wykruszenie wierzchołka zęba.

Tabela 6. Zestawienie najlepszych wyników klasyfikacji rodzaju i stopnia uszkodzenia zębów kół przekładni pracującej przy różnych prędkościach obrotowych wałów i różnych obciążeniach

Typ svstemu	Liczba podzakresów	Błąd klasyfikacji [%]
	20	23,93
I-A-1	10	29,36
	5	21,53
	20	24,94
I-B-1	10	30,15
	5	20,65
	20	82,39
II-A-1	10	85,25
	5	87,04
	20	82,59
II-B-1	10	85,55
	5	87,84

Najniższą uzyskaną wartość błędu klasyfikacji wynoszącą 20,65% zanotowano dla systemu typu I-B-1 przy podziale zakresu częstotliwości $f \in \langle f_o, f_z - f_o \rangle$ na 5 podzakresów.

Zastosowane w czasie doświadczeń sposoby wstępnego przetwarzania sygnałów drganiowych nie miały znaczącego wpływu na uzyskiwaną poprawność klasyfikacji rodzaju i stopnia uszkodzenia zęba koła przekładni pracującej z różnymi prędkościami obrotowymi i obciążeniami.

Na podstawie uzyskanych wyników można zauważyć, że największy wpływ na wartość błędu klasyfikacji ma zastosowany sposób budowy bazy reguł. Nawet dziewięciokrotny spadek poprawności uzyskiwanej diagnozy uszkodzenia zębów kół widoczny jest przy porównaniu systemów typu II do systemów typu I wykorzystujących logikę rozmytą. Uzyskane wartości błędu klasyfikacji dla systemów typu II dyskwalifikują ten sposób budowy systemów diagnostycznych. Błąd diagnozy o stanie kół zębatych wydaje być się nawet większy niż prawdopodobieństwo zgadywania o ich stanie.

4. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono eksperyment mający na celu budowę klasyfikatora wykorzystującego logikę rozmytą do diagnozowania rodzaju i stopnia lokalnych uszkodzeń zębów kół przekładni. Pracę systemu diagnostycznego oparto na danych pochodzących z sygnałów drgań poprzecznych wału koła poddanych odpowiedniej filtracji oraz selekcji widmowej. Sygnały drganiowe zarejestrowano w czasie pracy rzeczywistej przekładni pracującej na stanowisku mocy krążącej.

Podsumowując można powiedzieć, przeprowadzone eksperymenty wykazały iż możliwość zbudowania poprawnie działających klasyfikatorów rodzaju i stopnia uszkodzenia zębów kół przekładni, wykorzystując do tego celu logikę rozmytą. Równocześnie można zauważyć, że niższy poziom błędu klasyfikacji występował przy diagnozowaniu jednego rodzaju uszkodzenia zębów kół przekładni pracującej w danym punkcie pracy, niż przy równoczesnym diagnozowaniu obu rodzajów uszkodzenia zębów kół przekładni pracującej przy różnych prędkościach obrotowych i obciążeniach. Dlatego też lepszą propozycją wydaje być zbudowanie się systemu diagnostycznego składającego się z wielu wyspecjalizowanych na dany rodzaj uszkodzenia podsystemów tworzących jedną diagnostyczną całość.

LITERATURA

- Adamczyk J., Krzyworzeka P., Cioch W.: Dynamiczna redukcja niestacjonarności sygnału drganiowego maszyn wirnikowych. XXIX Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2002.
- [2] Cempel C.: *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn.* Państwowe Wydawnictwo Naukowe. Warszawa 1989.
- [3] Dalpiaz G., Rivola A., Rubini R.: Effectiveness and sensivity of vibration processing techniques for local fault detection in gears. Mechanical Systems and Signal Processing (2000) 14(3), str. 387-412.
- [4] Kacprzyk J.: *Wieloetapowe sterowanie rozmyte.* Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa 2001.
- [5] Korbicz J., Kościelny J., Kowalczuk Z., Cholewa W. (praca zbiorowa): Diagnostyka procesów. Modele. Metody sztucznej inteligencji. Zastosowania. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa 2002.
- [6] Kościelny J. M.: Diagnostyka zautomatyzowanych procesów przemysłowych. Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT. Warszawa 2001.
- [7] Łachwa A.: Rozmyty świat zbiorów, liczb, relacji, faktów, regul i decyzji. Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT. Warszawa 2001.
- [8] Łazarz B., Madej H., Wilk A., Figlus T., Wojnar G.: Diagnozowanie złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatych. Biblioteka Problemów Eksploatacji. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2006.
- [9] Łazarz B., Wojnar G., Czech P.: Wibrometria laserowa i modelowanie – narzędzia współczesnej diagnostyki przekładni zębatych. Biblioteka Problemów Eksploatacji. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2007.
- [10] Madej H., Wilk A., Łazarz B.: The application of time-frequency analysis in diagnostics of local damages of toothed gears. 6th International Conference on Rotor Dynamics. IFToMM. Sydney 2002, str. 706-713.
- [11] Nałęcz M., Duch W., Korbicz J., Rutkowski L., Tadeusiewicz R.: Sieci neuronowe. Biocybernetyka i Inżynieria Biomedyczna, tom 6. Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT. Warszawa 2000.
- [12] Piegat A.: Modelowanie i sterowanie rozmyte. Problemy współczesnej nauki. Teoria i zastosowania. Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT. Warszawa 1999.

- [13] Radkowski St.: Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych. Biblioteka Problemów Eksploatacji. Warszawa-Radom 2002.
- [14] Randall R. B.: Detection and diagnosis of incipient bearing failure in helicopter gearboxes. Engineering Failure Analysis 11 (2004), str. 177-190.
- [15] Rutkowska D., Piliński M., Rutkowski L.: Sieci neuronowe, algorytmy genetyczne i systemy rozmyte. Wydawnictwo Naukowe PWN. Warszawa-Łódź 1997.
- [16] Wang W. Q., Ismail F., Golnaraghi M. F.: Assessment of gear damage monitoring techniques using vibration measurements. Mechanical Systems and Signal Processing (2001) 15(5), str. 905-922.
- [17] Wilk A., Łazarz B., Madej H., Wojnar G.: Wibroakustyczne symptomy diagnostyczne w procesach zużyciowych kół zębatych. X Konferencja Naukowa Wibrotechniki I Wibroakustyki Wibrotech, Kraków 2003.
- [18] Żółtowski B., Cempel C. (praca zbiorowa): Inżynieria Diagnostyki Maszyn. Biblioteka Problemów Eksploatacyjnych. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej. Instytut Technologii Eksploatacji PIB Radom. Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004.



Dr inż. Piotr CZECH jest adiunktem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Rozprawę doktorską pt.: "Wykrywanie uszkodzeń przekładni zębatych za pomocą metod

sztucznej inteligencji" obronił z wyróżnieniem. Za wyróżnioną rozprawę doktorską został nagrodzony Nagroda Prezesa Rady Ministrów oraz Nagroda Fiata. W pracy naukowej zajmuje się wykorzystaniem metod sztucznej inteligencji (sieci rozmytej, neuronowych, logiki algorytmów genetycznych) oraz metod przetwarzania sygnałów w diagnostyce elementów układów napędowych.

Praca naukowa finansowana ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego w latach 2006-2009 jako projekt badawczy 4T07B00230.

SYSTEM MONITOROWANIA STANU MASZYN WIRNIKOWYCH NA PRZYKŁADZIE STANOWISKA LABORATORYJNEGO

Jarosław BEDNARZ, Tomasz BARSZCZ, Tadeusz UHL

Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Katedra Robotyki i Mechatroniki, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, Poland bednarz@agh.edu.pl, tbarszcz@uci.agh.edu.pl, tuhl@agh.edu.pl

Streszczenie

Analiza sygnałów drganiowych może być z powodzeniem wykorzystywana w diagnostyce stanu dynamicznego maszyn i urządzeń. Wraz z ciągłym rozwojem nowoczesnych technik komputerowego przetwarzania sygnałów w systemach diagnostycznych zaczęto wykorzystywać coraz bardziej złożone techniki analizy widmowej sygnałów. W artykule zaprezentowano zastosowanie technik diagnostycznych opartych na modelach do wczesnego wykrywania uszkodzeń maszyn wirnikowych. Proponowane podejście bazuje na dwóch metodach – analizie modalnej oraz nieliniowych modelach parametrycznych. Proponowany system diagnostyczny został przetestowany na modelu maszyny wirnikowej, który umożliwia wprowadzanie znanych uszkodzeń. W ostatniej części artykułu omówione zostały praktyczne aspekty zastosowania proponowanych metod dla obiektów rzeczywistych.

Słowa kluczowe: analiza modalna, metoda OMAX, modele NARX, system diagnostyczny.

ROTATING MACHINERY MONITORING SYSTEM - A LABOLATORY CASE STUDY

Summary

Vibration analysis has found widespread application for condition monitoring in a variety of applications and industries. With the continual development of cheaper and more powerful processing hardware, such systems have developed from utilizing simple checks on amplitude to those based around sophisticated spectral analysis. The paper presents application of the model based diagnostic method for early detection of faults in rotating machinery. The proposed diagnostics system based on two methods – modal analysis and non-linear signals models. In the paper the diagnostic system based on such modelling is presented. The proposed system was verified during research on a specialized test rig, which can generate vibration signals. In the last chapter, practical aspects of the developed diagnostics system application are discussed, i.e. sensitivity of the method and effort needed to apply the method on a real machine

Keywords: modal analysis, OMAX method, NARX models, rotating machinery diagnostic system.

1. WPROWADZENIE

Maszyny wirnikowe są powszechnie wykorzystywane w wielu dziedzinach przemysłu. Większość procesów przemysłowych, w których wytwarzana jest energia bazuje właśnie na maszynach tego typu. Dlatego też konieczne jest utrzymanie tych maszyn w dobrym stanie technicznym Główne wymagania stawiane nowoczesnym systemom diagnostycznych przez ich użytkowników to:

- wczesne wykrycie pojawienia się uszkodzenia i jego lokalizacja,
- zmniejszenie kosztów obsługi,
- możliwość elastycznego dopasowania systemu do konkretnych wymagań użytkownika końcowego.

Takie wymagania wymagają ciągłego rozwoju istniejących już technik diagnostycznych oraz poszukiwania nowych algorytmów. Prace związane z identyfikacją stanu maszyn wirnikowych prowadzone

i rozwijane są już od wielu lat. Wraz z rozwojem nauki możliwa stała sie identyfikacja oraz dokładny opis wielu nieliniowych zjawisk dynamicznych maszynach wystepujacych W wirnikowych. W ostatnich latach coraz bardziej obiecującą techniką diagnostyczną jest zastosowanie technik bazujących na modelach maszyn lub modelach sygnałów drganiowych zarejestrowanych w danym układzie [1]. Takie podejście umożliwia nie tylko wykrycie uszkodzenia ale również jego szybką i precyzyjną lokalizację. W artykule przedstawiony system diagnostyczny turbozespołów jest energetycznych oparty na wykorzystaniu metod analizy modalnej (w szczególności metody OMAX - Operational Modal Analysis with eXogenous inputs) nieliniowych parametrycznych oraz modelach sygnałów NARX (Non-linear

Autoregressive model with eXogenous inputs). Proponowane przez autorów algorytmy zostały przetestowane na modelu maszyny wirnikowej (rys. 1), którego dokładny opis można znaleźć np. w [2].



Rys.1. Stanowisko laboratoryjne

2. PODSTAWOWE ZAŁOŻENIA SYSTEMU MONITOROWANIA TURBOZESPOŁÓW ENERGETYCZNYCH

Ogólny schemat proponowanego przez autorów systemu monitorowania turbozespołów energetycznych przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Ogólny schemat systemu diagnostycznego

Pierwszym z modułów systemu diagnostycznego - modułem wejściowym - jest układ czujników umożliwiający rejestrację przebiegów czasowych amplitud monitorowanej drgań maszyny. W proponowanym przez autorów systemie nie ma konieczności montażu dodatkowych czujników co umożliwia wykorzystanie proponowanych W już istniejacych systemach algorytmów diagnostycznych jako dodatkowy moduł.

W kolejnym z modułów zaimplementowane są proponowane w artykule algorytmy diagnostyczne -OMA(X) oraz NARX. W przypadku gdy użytkownik diagnostykę maszyny prowadzi z wykorzystaniem metod analizy modalnej w tym module estymowane są jej parametry modalne (częstotliwości drgań własnych oraz współczynniki tłumienia modalnego). W tym przypadku w tym module jest również zaimplementowany mechanizm sprawdzający czy w trakcie rejestracji przebiegów czasowych amplitud drgań układu wykorzystane zostało dodatkowe źródło zewnętrznego wymuszenia. Jeżeli takie dodatkowe wymuszenie zostało wykorzystane do estymacji parametrów modalnych wykorzystywany jest algorytm OMAX, w trakcie normalnej pracy danej maszyny wykorzystywany jest w trybie on-line algorytm OMA. W przypadku korzystania przez użytkownika z diagnostyki opartej na modelu NARX w tym module wyznaczana jest wartość sumy kwadratów błędów (NSSE – Normalized Sum of Squared Errors) pomiędzy rzeczywistą wartością wyjść układu a wartością przewidywaną.

Baza danych wykorzystywana jest do przechowywania danych zarejestrowanych przez czujniki (sygnały czasowe), danych referencyjnych ze stanu poprawnego maszyny oraz parametrów modalnych i NSEE estymowanych w trakcie działania systemu diagnostycznego.

Interfejs użytkownika wykorzystywany jest do prezentacji danych diagnostycznych – parametrów modalnych oraz NSEE wyznaczonych z wykorzystaniem proponowanych algorytmów diagnostycznych. W tym module prezentowane jest również porównanie aktualnych oraz referencyjnych widm rejestrowanych sygnałów drganiowych.

Architektura proponowanego systemu diagnostycznego powinna umożliwiać wykorzystanie istniejącego już na danej maszynie układu monitorowania jej stanu dynamicznego. Planowane jest:

- użycie istniejącego układu pomiarowego do rejestracji przebiegów czasowych amplitud drgań diagnozowanej maszyny,
- implementacja algorytmów diagnostycznych,
- przechowywanie danych diagnostycznych w istniejącej bazie danych.

W kolejnych podrozdziałach przedstawiony jest szczegółowy opis proponowanych algorytmów diagnostycznych.

3. ALGORYTM DIAGNOSTYCZNY OPARTY NA METODZIE OMA(X)

Ogólny schemat proponowanego algorytmu diagnostycznego opartego na metodzie OMA(X) przedstawiony jest na rysunku 3.

Pierwszym etapem proponowanego algorytmu diagnostyczne jest rejestracja oraz przygotowanie przebiegów czasowych amplitud drgań danego układu. W przypadku korzystania z metod eksploatacyjnej analizy modalnej zarejestrowane przebiegi czasowe drgań powinny mieć długość minimalną około 90 sekund. Długość zarejestrowanych przebiegów czasowych ma istotny wpływ na rozdzielczość częstotliwościową widm sygnałów oraz widmowych funkcji przejścia (WFP) co z kolei wpływa na dokładność estymacji częstotliwości drgań własnych badanego obiektu. Ponieważ proponowany algorytm działa w trybie ciągłym proponowana jest rejestracja oraz wykorzystanie do dalszej analizy svgnałów o długości około 10 minut. Rejestrowane sygnały bazie danych zapisywane są w systemu diagnostycznego a następnie wykorzystywane do estymacji parametrów modalnych monitorowanej maszyny.

Kolejnym etapem algorytmu jest sprawdzenie czy w trakcie rejestracji przebiegów czasowych w układzie zastosowano zewnętrzne źródło wymuszenia do dodatkowego pobudzenia drgań układu. Jeżeli dodatkowe źródło wymuszenia zostało użyte algorytm diagnostyczny automatycznie wykorzystuje metodę OMAX do estymacji parametrów modalnych, jeżeli nie - metodę OMA. Szczegółowy opis tych metod można znaleźć np. w [2], [3]. Do estymacji parametrów modalnych układu należy wykorzystywać dwie różne metody dobierane w zależności od sposobu pobudzania drgań układu ponieważ zawartość zbioru układu parametrów modalnych zależy od zastosowania lub nie sterowanego wymuszenia w trakcie realizacji procedury diagnostycznej. W celu zewnętrznego wymuszenia drgań maszyny wirnikowej można zastosować sterowane aktywne łożysko magnetyczne. W naszym przypadku zamiast łożyska zastosowano specjalizowany wzbudnik elektromagnetyczny, którego opis znajduje sie w kolejnym podrozdziale.



Rys. 3. Schemat algorytmu diagnostycznego opartego na metodzie OMA(X)

Trzecim etapem działania algorytmu jest estymacja parametrów modalnych monitorowanego układu. W tym etapie estymowane są wartości częstotliwości drgań własnych oraz odpowiadających im współczynników tłumienia modalnego w wybranym przez użytkownika zakresie częstotliwości. Należy tutaj zwrócić uwagę na konieczność rozróżnienia danych rejestrowanych przez czujniki przemieszczeń oraz czujniki przyspieszeń. Estymacja parametrów modalnych układu powinna odbywać się sekwencyjnie najpierw dla czujników przemieszczeń, a następnie dla czujników przyspieszeń. W wyniku przeprowadzonych obliczeń otrzymujemy dwa zestawy parametrów modalnych badanego układu jeden dla czujników przemieszczeń oraz drugi dla czujników przyspieszeń. Oba te zestawy danych zapisywane są w bazie danych systemu diagnostycznego.

Ostatnim etapem działania algorytmu jest porównanie aktualnych parametrów modalnych maszyny z danymi referencyjnymi zapisanymi bazie danych. Jako dane referencyjne wykorzystywane są parametry modalne układu zdatnego zarejestrowane W momencie wprowadzenia danej maszyny do normalnej eksploatacji. Aktualne oraz referencyjne parametry modalne układu wprowadzane są do modułu oprogramowania, który porównuje je ze sobą. Jeżeli korelacja pomiędzy modelem układu zdatnego, a wynikami eksperymentu diagnostycznego jest bliska jedności to w takim wypadku układ uznawany jest za obiekt bez uszkodzeń i algorytm rozpoczyna swoje działanie od początku. Jeżeli natomiast korelacja jest mała to można wnioskować uszkodzeniu 0 występującym W obiekcie i wystawiany jest znacznik uszkodzenia, który informuje obsługę maszyny o jego pojawieniu się.

3.1. Opis wzbudnika elektromagnetycznego

W celu zbadania możliwości wykorzystania wzbudnika elektromagnetycznego do bezkontaktowego wymuszania drgań obiektu zaprojektowano i zbudowano wzbudnik o elektromagnesie typu E. W celu zapewnienia właściwej charakterystyki siły magnetycznej oraz maksymalizacji jej wartości jedna ze stron elektromagnesu została specjalnie zbudowana - jej kształt został dopasowany do kształtu wałka zamontowanego na stanowisku (rys. 4, rys. 5).



Rys. 4. Zaprojektowany elektromagnes



Rys.5. Wzbudnik elektromagnetyczny

Promień elektromagnesu ustalono na 13.4 [mm]. Szczelina powietrzna o szerokości 0.9 [mm] oraz natężenie prądu cewki o wartości 3 [A] pozwala uzyskać siłę elektromagnetyczną o maksymalnej wartości 300 [N]. Rozmiary elektromagnesu oraz parametry cewki zostały dobrane odpowiednio do stanowiska. Elektromagnes zasilany jest ze sterownika prądowego. Do regulacji i ograniczania wartości prądu płynącego przez uzwojenie cewki wykorzystywany jest mostek mocy wraz z układem sprzężenia zwrotnego, który odpowiedzialny jest za przesyłanie informacji o rzeczywistej wartości natężenia prądu. Mostek mocy zbudowany jest 4 tranzystorów i 4 diod połaczonych z konfiguracji Regulator sprzętowy H. w wykorzystując analogowy sygnał referencyjny monitoruje wartość natężenia prądu w uzwojeniu cewki, porównuje go z zadaną wartością progową i steruje pracą mostka. Kontroler sprzętowy pozwala na szybką i precyzyjną zmianę wartości natężenia pradu płynacego w cewce.

4. ALGORYTM DIAGNOSTYCZNY OPARTY NA MODELU NARX

Ogólny schemat proponowanego algorytmu diagnostycznego opartego na modelu NARX przedstawiony jest na rysunku 6.



Rys. 6. Schemat algorytmu diagnostycznego opartego na modelu NARX

Pierwszym etapem proponowanego algorytmu diagnostyczne jest rejestracja przebiegów czasowych amplitud drgań danego układu. Ponieważ proponowany algorytm działa w trybie ciągłym proponowana jest rejestracja oraz wykorzystanie do dalszej analizy sygnałów o długości około 2 minut. Rejestrowane sygnały zapisywane są w bazie danych systemu diagnostycznego a następnie wykorzystywane do estymacji sumy kwadratów błędów pomiędzy rzeczywista wartością wyjść układu a wartością przewidywaną.

Kolejnym etapem działania algorytmu jest przygotowanie danych wejściowych do sztucznej sieci neuronowej (SSN) za pomocą której wyznaczane są parametry modelu NARX. Dokładny opis sposobu wyznaczenia modeli tego typu można znaleźć w [4], [5]. Na tym etapie działania algorytmu zarejestrowane przebiegi czasowe dzielone są na osobne podzbiory zawierające "n" próbek (n - ilość próbek określana przez operatora systemu diagnostycznego). Takie zbiory danych przygotowywane są osobno dla każdego kanału drganiowego. W przypadku pierwszego uruchomienia systemu na która maszynie, wprowadzana jest do normalnej eksploatacji zestawy takich danych należy potraktować jako zbiory uczące dla SSN i na ich podstawie obliczyć referencyjną wartość NSEE. Zarówno zbiory uczące jak i referencyjna wartość NSEE jest zapisywana w bazie danych systemu diagnostycznego.

W kolejnym etapie działania algorytmu na podstawie zarejestrowanych danych wyznaczane są parametry aktualnego modelu NARX badanego układu. Na tym etapie wyznaczana jest aktualna wartość sumy kwadratów błędów pomiędzy rzeczywista wartością wyjść układu a wartością przewidywaną (NSEE) oddzielnie dla każdego z czujników zainstalowanych w układzie. Należy tutaj zwrócić uwagę na konieczność rozróżnienia danych przez rejestrowanych czuiniki przemieszczeń przyspieszeń. oraz czujniki Estymacja aktualne wartości NSEE dla każdego kanału drganiowego układu powinna odbywać się sekwencyjnie najpierw dla czujników przemieszczeń, nastepnie dla czujników а W przyspieszeń. wyniku przeprowadzonych obliczeń otrzymujemy dwa zestawy aktualnej wartości NSEE badanego układu - jeden dla czujników przemieszczeń oraz drugi dla czujników przyspieszeń. Oba te zestawy danych zapisywane są w bazie danych systemu diagnostycznego.

Ostatnim etapem działania algorytmu jest porównanie aktualnych wartości NSEE z ich wartościami referencyjnymi zapisanymi w bazie danych. Aktualne oraz referencyjne wartości NSEE układu wprowadzane są do modułu oprogramowania, który porównuje je ze sobą. Jeżeli różnica wartości pomiędzy aktualnvmi a referencyjnymi wartościami NSEE jest poniżej dopuszczalnego ustalonego przez użytkownika progu to w takim wypadku układ uznawany jest za obiekt bez uszkodzeń i algorytm rozpoczyna swoje działanie od początku, jeżeli różnica przekracza ustalony próg wystawiany jest znacznik uszkodzenia, który informuje obsługę maszyny o jego pojawieniu sie.

W kolejnym rozdziale przedstawione są wyniki testowania proponowanych algorytmów diagnostycznych dla danych zarejestrowanych na modelu maszyny wirnikowej

5. WYNIKI EKSPERYMENTÓW

Proponowany system diagnostyczny turbozespołów energetycznych został przetestowany pod kątem możliwości jego zastosowania w diagnostyce pękania łopatek W tym celu na końcu wału stanowiska zamontowano wirnik z łopatkami a następnie wprowadzono uszkodzenie (symulacja pęknięcia) jednej z łopatek (rys. 7). W kolejnych podrozdziałach przedstawione są wyniki testowania proponowanych algorytmów diagnostycznych.



Rys. 7. Uszkodzona łopatka

5.1. Algorytm oparty na metodzie OMA(X)

Jednym z etapów badań prowadzonych przez autorów było zastosowanie zaprojektowanego wzbudnika elektromagnetycznego oraz proponowanego algorytmu diagnostycznego opartego na metodzie OMAX do detekcji pęknięć łopatek. Idea algorytmu diagnostycznego opierała się na wymuszaniu drgań łopatek z częstotliwością równą pierwszej częstotliwości drgań własnych (CDW) badanych łopatek w czasie ruchu wirnika. Eksperyment przeprowadzono w następujących etapach:

- wyznaczenie pierwszej CDW łopatki,
- wymuszenie układu sygnałem sinusoidalnym o częstotliwości pierwszej CDW badanych łopatek,
- pomiar przyspieszeń drgań na łożyskach,
- estymacja parametrów modalnych badanego układu.

Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono charakter zarejestrowanych WFP na łopatce i łożysku badanego układu. Analiza tych wykresów pozwala stwierdzić, że zastosowanie wzbudnika elektromagnetycznego pozwala na wymuszenie pierwszej postaci drgań własnych i zarejestrowanie jej z wykorzystaniem akcelerometrów umiejscowionych na pokrywach łożysk.

Analiza wyników estymacji CDW układu pozwala stwierdzić, że wprowadzenie pęknięcia spowodowało zmianę częstotliwości rezonansowych badanego układu w przypadku wprowadzenia uszkodzenia. Zmiana ta pojawia się w okolicy 280 [Hz] – częstotliwości występowania pierwszej postaci drgań własnych łopatek. Wartość pierwszej CDW łopatek zmniejszyła się o około 3 [%] (około 7 [Hz]). Wystąpienie tej zmiany wskazuje na uszkodzenie układu i może być wykorzystane jako symptom diagnostyczny w algorytmie detekcji pękania łopatek.



5.2. Algorytm oparty na modelu NARX

Kolejny etapem prowadzonych badań było wykorzystanie algorytmu diagnostycznego opartego na modelu NARX. Do estymacji parametrów tego modelu zastosowano SSN. Sygnałem wejściowym do sieci neuronowej był sygnał znacznika fazy. Jako sygnały pomiarowe wybrano sygnał zarejestrowany przez wiroprądowy czujnik przemieszczeń oraz akcelerometr piezoelektryczny umieszczony na obudowie łożyska. Oba czujniki umieszczone były po stronie napędu i mierzyły przebiegi czasowe w kierunku pionowym. Zarejestrowane przebiegi czasowe zostały podzielone na osobne zbiory po 1000 próbek każdy. Takie zbiory danych zostały przygotowane dla każdego ze stanów maszyny: sprawnego i z uszkodzoną łopatką (osobno dla akcelerometrów i czujników wiroprądowych). W celu określenia optymalnej struktury sztucznej sieci neuronowej przeprowadzono zbiór procedur optymalizacji jej parametrów. Początkowa SSN miała 5 wejść i wyjść, w warstwie ukrytej znajdowało się 5 neuronów. Wszystkie neurony w warstwie ukrytej miały funkcję aktywacji typu "tangens", pojedynczy neuron w warstwie wyjściowej miał liniową funkcję aktywacji. Po przeprowadzonym procesie optymalizacji końcowa struktura SSN składała się z 2 wejść i wejść oraz 5 neuronów w warstwie ukrytej. Po dobraniu struktury SSN przystąpiono do uczenia czterech sieci (dwóch dla akcelerometrów oraz dwóch dla czujników przemieszczeń) dla dwóch różnych

stanów obiektu - zdatnego oraz obiekt z uszkodzoną łopatki. Te sieci zostały następnie wykorzystane jako sieci referencyjne. Celem prowadzonych badań sprawdzenie czy istnieje możliwość było sklasyfikowania stanu monitorowanego obiektu na podstawie danych przekazywanych do sieci neuronowej. W celu weryfikacji tej idei przygotowano cztery zbiory danych (każdy składający się 2000 próbek) Z i wprowadzono je na wejście referencyjnej sztucznej sieci neuronowej. Jako miarę błędu klasyfikacji wybrano sumę błędów kwadratowych (NSSE). W wyniku przeprowadzonych badań otrzymano 4 wartości NSEE. W tabeli 1 przedstawiono wyniki dla czujników przyspieszeń, w tabeli 2 - dla wiroprądowych czujników przemieszczeń.

Tabela	1.	Wyniki	uzyskane	metodą	NARX
				(akceler	ometry)

		(uncerenter officer y)
Dane	Obiekt	Pęknięta
SSN	zdatny	łopatka
Obiekt sprawny	11.00	12.60
Pęknięta łopatka	12.42	11.00

Tabela 2. Wyniki uzyskane metodą NARX (wiroprądowe czujniki przemieszczeń)

(r
Dane	Obiekt	Pęknięta
SSN	zdayny	łopatka
Obiekt sprawny	1.95	2.03
Pęknięta łopatka	85.05	4.69

6. WNIOSKI KOŃCOWE

Przeprowadzone badania pokazały, że zarówno metoda OMAX jak i modele NARX mogą być wykorzystywane W diagnostyce maszyn wirnikowych. Wykorzystanie tych metod daje możliwość monitorowania stanu maszyn w trybie on-line. W takim wypadku jako wymuszenie w metodzie OMAX szczególnie przydatne jest zastosowanie aktywne łożysko magnetyczne jako źródło zewnętrznego mierzalnego wymuszenia. Proponowane podejście do diagnostyki urządzeń znacznie zmniejsza koszt ich eksploatacji - daje możliwość wvkonania eksperymentu diagnostycznego bez konieczności przerywania pracy obiekt (w przypadku metody OMAX) oraz umożliwia planowanie remontów na podstawie rzeczywistego stanu obiektu (monitorowanie stanu maszyny on-line z wykorzystaniem modeli NARX oraz metody OMA).

PODZIĘKOWANIA

Praca naukowa częściowo finansowana ze środków na naukę w latach 2006 – 2008 jako projekt badawczy nr 4T07B00430 oraz częściowo finansowana przez firmę ALSTOM Power Ltd.

LITERATURA

- Cempel C., Natke H. G.: Model -Aided Diagnosis of Mechanical Systems: Fundamentals, Detection, Localization, Assessment., Springer-Verlag, Berlin, 1997.
- [2]. Iwaniec J., Bednarz J., Uhl T., Barszcz T.: Model Based Diagnostics of Rotating Machinery, Proceedings of the International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-4), Calgary, Canada, 27 – 31 August 2007.
- [3]. Cauberghe B.: Applied frequency domain system identification in the field of experimental and operational modal analysis. PhD Thesis, VUB, Brussel, 2004.
- [4]. Norgaard M., Ravn O., Poulsen N. K., Hansen L. K.: Neural network for modeling and control of dynamic systems. Springer-Verlag, London, 2000.
- [5]. Bednarz J., Barszcz T., Uhl T.: Rotating machinery diagnostics based on NARX models, CAMES: Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences, V. 14, No. 4, pp. 557-567, 2007.



Mgr inż. Jarosław BEDNARZ jest doktorantem w Katedrze Robotyki i Mechatroniki AGH. Jego prace badawcze skupiają się na zastosowaniu analizy modalnej oraz modeli nieliniowych NARX w diagnostyce maszyn. Jest współautorem kilku prac

z tego zakresu.



Dr inż. **Tomasz BARSZCZ** jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Mechatroniki AGH. Obszarem jego zainteresowania jest konstrukcja i zastosowania układów monitorowania stanu maszyn. Jest autorem monografii o systemach

monitorowania i diagnostyki, wielu artykułów o charakterze naukowym oraz wielu wdrożeń w przemyśle.



Prof. dr hab. inż. Tadeusz jest kierownikiem UHL Robotyki Katedry Mechatroniki AGH. i W swoich pracach zajmuje się zagadnieniami dynamiki konstrukcji, а zwłaszcza analiza modalną. Jego zainteresowania obejmuja także układy aktywnej

redukcji drgań, układy sterowania i szeroko pojętą mechatronikę. Jest autorem 15 książek i kilkuset artykułów dotyczących wspomnianych zagadnień.

OCENA PREDYSPOZYCJI DO WYKONYWANIA ZAWODU PILOTA W OPARCIU O TEST ŚWIADOMOŚCI SYTUACYJNEJ

Jan GRUSZECKI, Paweł RZUCIDŁO

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

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodykę badań i przykładowe wyniki testów służących do określenia predyspozycji operatora, wykonanych przy użyciu bazy badawczej Katedry Awioniki i Sterowania na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej. Badania prowadzone w warunkach laboratoryjnych mają na celu określenie predyspozycji kandydatów do wykonywania zawodu pilota i są elementem procesu rekrutacji na specjalność pilotażową. Testy prowadzone są z wykorzystaniem specjalistycznego narzędzia informatycznego, które umożliwia ocenę predyspozycji operatora i nie jest z założenia wrażliwe na płeć, rasę i kulturę pochodzenia kandydata. W opracowaniu zawarto prezentację oraz ogólną analizę wyników uzyskanych w trakcie badań prowadzonych w latach 2006-2008.

Słowa kluczowe: świadomość sytuacyjna, test komputerowy, predyspozycje, pilot.

EVALUATION OF PREDISPOSITIONS TO PILOT PROFESSION BASED ON SITUATIONAL AWARENESS TEST

Summary

Research methodology and exemplary test results of predicting human performance realized at Department of Avionics and Control, Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics, Rzeszow University of Technology have been presented in this work. The main goal of doing research is determination of candidates predispositions for professional pilot job. This task is also element of recruitment process for pilotage specialty. Tests are realized with the use of specialized informatics tool which enable evaluation of operator's predispositions and is insensitive to gender, race, culture and origin of candidates. Presentation as well as general analysis of data obtained between 2006 and 2008 year is presented in this paper.

Keywords: situational awareness, computer test, predispositions, pilot.

1. WSTĘP

1.1. Świadomość sytuacyjna

Wielokryterialna ocena predyspozycji operatora do obsługi złożonych systemów wymaga skomplikowanej analizy poszczególnych jego cech takich jak np. inteligencja, zręczność, odporność na stres, umiejętność przewidywania i kojarzenia faktów. Wiele z tych elementów można poddać jednoczesnej ocenie poprzez określenie stanu świadomości sytuacyjnej operatora podczas wykonywania złożonych zadań [3, 4].

Pod pojęciem świadomości sytuacyjnej możemy rozumieć właściwości procesów poznawczych i relacji zachodzących pomiędzy nimi [5]. Świadomość sytuacyjną możemy analizować na trzech poziomach:

- postrzegania pojedynczych elementów sytuacji,
- rozumienia sytuacji bieżącej,
- przewidywania zdarzeń i sytuacji mogących wystąpić w najbliższej przyszłości.

Zapewnienie logicznego antycypowania odnośnie bliskiej przyszłości wymaga prawidłowej integracji i uproszczenia informacji uzyskanej w wyniku postrzegania i rozumienia sytuacji bieżącej [1, 5]. O predyspozycjach operatora do współpracy ze złożonym systemem w aspekcie świadomości sytuacyjnej będzie więc decydować zdolność do: wielowątkowego przetwarzania informacji pochodzących z różnych źródeł, oceny wagi dokonywanych wyborów, rozróżniania priorytetów zadań i właściwego reagowania na nie, przypuszczalnych estymowania rezultatów różnorakich działań, świadomego ignorowania zadań o niskim priorytecie, w sytuacji gdy trzeba szvbko zareagować W celu zapewnienia całości systemu. bezpieczeństwa Dodatkowo. operator złożonego systemu jakim niewatpliwie jest pilot, powinien być odpornym na stres i zdolnym do podejmowania właściwych i szybkich decyzji w sytuacjach trudnych, gdy nikt inny nie jest w stanie mu pomóc czy też doradzić.

1.2. Cechy idealnego testu

Na przestrzeni lat podejmowano wiele prób, podczas których usiłowano zbudować narzędzia umożliwiające w pełni obiektywną i rzetelną ocenę kandydatów do zawodu pilota w oparciu o test świadomości sytuacyjnej i odporności na stres. Niezależnie od stosowanych metod i urządzeń dążono do tego, aby test wyróżniał się wiarygodnością, obiektywnościa, obejmował możliwie szerokie spektrum cech operatora szczególnie ważnych w zawodzie pilota, jak również był niewrażliwy na płeć, rasę czy też kulturę pochodzenia kandydata. Ocena predyspozycji powinna umożliwiać określenie przydatności danego operatora do wykonywania zawodu pilota bez względu na to czy jest on już osobą bardzo doświadczoną, młodym adeptem lotnictwa, czy też dopiero kandydatem na pilota. Test powinien więc pozwolić ustalić predyspozycje do wykonywania zawodu niezależnie od dotychczasowego doświadczenia operatora w danej dziedzinie [4].

Niezwykle ważnym czynnikiem jest możliwie wysoka obiektywność testu i uniezależnienie wyników uzyskiwanych przez kandydatów od subiektywnych ocen, szacunków czy też kwalifikacji egzaminatora. Kryterium to może spełnić w pełni autonomiczny test komputerowy wykonywany pod nadzorem, lecz bez czynnego udziału egzaminatora.

2. LABORATORIUM

2.1. Testy indywidualne

Laboratorium, w którym prowadzone są testy psychotechniczne wyposażono w trzy stanowiska komputerowe z zainstalowanym systemem informatycznym WOMBAT-CS [4]. System ten umożliwia wykonanie specjalistycznego testu świadomości sytuacyjnej oraz odporności na stres.



ekran oddzielający kandydatów

Rys. 1. Widok stanowisk wykorzystywanych do oceny predyspozycji operatora

Na rys. 1 przedstawiono widok ogólny dwóch stanowisk przystosowanych do oceny indywidualnych predyspozycji pilota-operatora. W skład pojedynczego stanowiska wchodzi zestaw komputerowy PC wyposażony w dedykowaną kartę wejść/wyjść, konsolę operatora (rys. 2) oraz odpowiednie oprogramowanie. Elementy systemu oraz przebieg testu zostaną szczegółowo omówione w kolejnych rozdziałach.



Rys. 2. Konsola systemu WOMBAT

2.2. Testy zespołowe

Laboratorium, znajdujące się w Katedrze Awioniki i Sterowania na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej umożliwia również wykonywanie testów dla operatorów pod kątem predyspozycji współpracy (rys. w załodze dwuosobowej Badania 3). prowadzone są za pośrednictwem systemu Duo-WOMBAT [4], na którym operatorzy jak wykonują zadania wspólnie również indywidualnie, w zależności od aktualnie realizowanego bloku. Kandydaci nie są oddzieleni ekranem, co więcej muszą w trakcie testu aktywnie współpracować, podejmować wspólne decyzje oraz dzielić się zadaniami. Ze względu na objętość niniejszego opracowania, zastosowanie systemu Duo-WOMBAT w procesie weryfikacji i szkolenia pilotów zostanie szerzej omówione w przyszłości, w oddzielnej publikacji.



Rys. 3. Stanowisko do badań współpracy w załodze dwuosobowej

3. PRZEBIEG TESTU

3.1. Przygotowanie i faza instrukcji

Przygotowanie do testu składa się z dwóch etapów. Pierwszym z nich jest zapoznanie się kandydata z ogólnymi wskazówkami dotyczącymi interfejsu użytkownika oraz ćwiczeń, które będzie realizował. Informacje te są ogólnodostępne na stronie internetowej producenta systemu [4, 6] w postaci zarówno szczegółowych opisów jak i skróconych instrukcji wykonania poszczególnych wariantów testu. Ten etap przygotowania pozostaje w całości w gestii kandydata i wyłącznie od jego zaangażowania, chęci oraz możliwości zależy jak dużo czasu i wysiłku poświęci na zgłębianie

materiałów pomocniczych. W zasadzie, do prawidłowego wykonania testu, powinna wystarczyć jedynie faza przygotowania odbywająca się bezpośrednio przed testem. Kandydat przez pierwszą godzinę kontaktu z systemem WOMBAT przechodzi przez tzw. fazę instrukcji, w trakcie której jest informowany na temat czekających go zadań oraz zasad oceny. Instrukcje w formie tekstowej oraz graficznej są prezentowane na przemian z praktycznymi ćwiczeniami. Kandydat iest instruowany początkowo 0 zadaniach elementarnych, a w końcowej fazie przygotowania przechodzi do zadań złożonych. Całość instrukcji składa się z 51 stron (ekranów) i istnieje możliwość powrotu do stron wcześniejszych w przypadku zaistnienia pewnych wątpliwości bądź chęci do przećwiczenia danych elementów testu.

3.2. Faza testu

Po godzinie ćwiczeń następuje przejście do właściwej fazy testu podlegającej ocenie. Użytkownik ma możliwość wywołania testu również przed upływem sześćdziesięciu minut, na własne życzenie, korzystając z podanej kombinacji klawiszy na ostatniej stronie instrukcji. Badania testowe wykonywane jest za pośrednictwem interfejsu przedstawionego na rys. 2 (podobnie jak i faza instrukcji), bez użycia klasycznej klawiatury komputera czy też myszy. Głównym zadaniem wykonywanym przez kandydata jest jednoczesne śledzenie położenia dwóch obiektów za pośrednictwem kursorów sterowanych poprzez dwie sterownice ręczne (rys. 4). Sterowanie odbywa się prędkościowym bądź w trybie sterowania przyspieszeniem, jednakże użytkownik nie ma wpływu na wybór trybu. W przypadku prawidłowej realizacji zadania kandydat może uruchomić tryb automatycznego śledzenia, a tym samym uzyskać możliwość bezpiecznego przejścia do zadań dodatkowych (tzw. bonusów). Użytkownik ma do wyboru jedno z trzech zadań dodatkowych, przy czym każdemu z nich przypisana jest odpowiednia waga punktowa. Tym samym kandydat musi wybierać zadania najwyżej punktowane w danej chwili po to, aby uzyskać jak najlepszy wynik ogólny. Ponadto kandydat musi bacznie obserwować co dzieje się z nadrzędnym procesem śledzenia, gdyż układ automatycznego śledzenia ma tę cechę, że potrafi się rozstrajać i psuć.

Faza testu trwa półtorej godziny, bez możliwości składa przerwy i się z dziewieciu dziesięciominutowych sekwencji, które sa niedostrzegalne dla użytkownika. Kluczem do uzyskania wysokiego wyniku w teście jest odkrycie powiązań, praw i zależności występujących zarówno w obrębie pojedynczych zadań jak i w relacjach pomiędzy poszczególnymi elementami testu oraz takie cechy indywidualne jak m.in. odporność na stres i znużenie, umiejętność dostrzegania i rozróżniania priorytetów, szybkie podejmowanie trafnych decyzji i tolerowanie ewentualnych niepowodzeń, wyobraźnia przestrzenna, dobra pamięć długotrwała, koordynacja ruchów.



Rys. 4. Zadanie śledzenia obiektów

3.3. Zadania dodatkowe

W czasie gdy prawidłowo funkcjonuje układ automatycznego śledzenia użytkownik może bez obawy realizować zadania dodatkowe. Wśród nich wyróżniamy:

- rotację figur,
- lokalizację ćwiartki,
- zapamiętywanie liczb.

Rotacja figur

Zadanie rotacji figur polega na porównaniu dwóch brył, przy czym tylko jedna z nich może podlegać rotacji w danej chwili. Kandydat dokonuje wyboru spośród trzech możliwości: bryły jednakowe, różne bądź stanowiące lustrzane odbicie.



Rys. 5. Zadanie rotacji figur

Lokalizacja ćwiartki

W trakcie wykonywania zadania określanego jako lokalizacja ćwiartki, kandydat wyszukuje kolejno liczby od 1 do 32 i eliminuje każdą z nich wciskając klawisz odpowiadający numerowi ćwiartki, w której się znajduje. Liczby generowane są w sposób uporządkowany, systemowy, choć za każdym razem nieco inaczej. Kandydat powinien wykazać się w tym zadaniu zdolnością do odgadnięcia bądź wyuczenia schematu. Warto dodać, że podczas każdego testu schemat prezentuje się nieco inaczej i za każdym razem trzeba odkrywać rządzące nim reguły.



klawisz przypisany do numeru ćwiartki

Rys. 6. Zadanie lokalizacji ćwiartki

Zapamiętywanie liczb

Ostatnim z zadań jest zapamiętywanie cyfr. Polega ono na podawaniu cyfry, która pojawiła się trzecia w kolejności (licząc wstecz). Kolejne cyfry pojawiają się na bardzo krótką chwilę. Po pojawieniu się trzech pierwszych, następna generowana jest dopiero po podaniu zapamiętanej (poprawnie lub nie) wartości przez kandydata.



Rys. 7. Schemat zadania "zapamiętywanie liczb"

Każdy bonus trwa jedną minutę, a wartość punktacji rośnie proporcjonalnie do ilości prawidłowo rozstrzygniętych problemów w trakcie realizacji jednego zadania.

3.4. Wskaźniki punktacji

Niezwykle ważne w trakcie realizacji testu są wskaźniki punktacji. Pozwalają one dokonać oceny, które zadania są w danej chwili najważniejsze, oszacować czas zakończenia testu, postęp w nauce, przybliżony wynik końcowy, jak również mogą działać w sposób deprymujący na kandydata poprzez uwidacznianie skali chwilowych niepowodzeń.

Wskaźnik waga-wykonanie

Wskaźnik punktacji elementarnych zadań przedstawiono na rys. 8. Pozwala on oszacować aktualną punktację zadania poprzez wizualizację pola prostokąta, którego długość boków wyznaczają dwie wielkości: waga (W od ang. Weight) oraz wykonanie (P od ang. Performance). Zarówno

spadek wartości wykonania jak również wagi zadania skutkuje spadkiem uzyskiwanej oceny.



Rys. 8. Wskaźnik punktacji waga (W) – wykonanie (P)

Wskaźnik główny

Główny wskaźnik punktacji widoczny jest podczas operacji śledzenia obiektów (rys. 9). Przedstawia on w sposób poglądowy punktację w danej chwili, punktację końcową estymowaną oraz aktualne tempo przyrostu.



Rys. 9. Wskaźnik punktacji globalnej

4. KRYTERIUM OCENY KANDYDATA

4.1. Oceny cząstkowe

Każdy interwał testu (w przybliżeniu dziesięciominutowy) podsumowywany jest w postaci zestawu wyników punktowych. Na podstawie szczegółowego raportu generowanego w postaci pliku tekstowego można po zakończeniu badania uzyskać dane na temat dokładnej długości każdego interwału podanej w [ms] i związanej z nim:

- liczby punktów przyznanych za zadanie śledzenia,
- procentowego wykonania zadania śledzenia,
- liczby punktów przyznanych za zadanie rotacji i rozpoznawania figur,
- liczby punktów otrzymanych za lokalizację liczb w właściwych ćwiartkach,
- ilości bezbłędnie rozwiązanych zadań lokalizacji,
- liczby punktów przyznanych za zadanie zapamiętywania liczb,
- sumarycznej punktacji za zadania bonusowe,
- całkowitej punktacji,
- przewidywanej punktacji końcowej.

Analiza ocen cząstkowych pozwala określić postęp kandydata w odkrywaniu ukrytych reguł testu. Umożliwia oszacowanie zdolności do logicznego myślenia i analizowania faktów w trakcie upływającego czasu, narastającego zmęczenia i znużenia.

4.2. Ocena końcowa

Suma całkowitej punktacji z poszczególnych interwałów określa wartość punktową oceny końcowej. Autorzy systemu WOMBAT [4] podają, że na przestrzeni lat wartość progową dla kandydatów wyznaczano na różnym poziomie. W kilku ośrodkach prowadzono w przeszłości próby i dokonywano weryfikacji systemu. Ustalono, że próg dla kandydatów starających się o pracę w zawodzie pilota liniowego powinien wynosić około 300 punktów w przypadku najnowszej wersji oprogramowania. W przypadku oceny testów wykonywanych przez kandydatów przystępujących do weryfikacji na specjalność pilotażową w ramach kierunku Lotnictwo i Kosmonautyka na Politechnice Rzeszowskiej przyjęto kryterium oceny kandydata w formie ciągłej. Tym samym kandydaci, którzy nie osiągnęli wartości progowej nie są eliminowani z procesu rekrutacji. Wyniki punktowe przeliczane są na skalę ocen za pośrednictwem krzywej drugiego stopnia, przy czym parametry krzywej dobrano tak, aby wymiernie zwiększyć szanse kandydatów, którzy uzyskali 300 punktów lub więcej. Oprócz oceny uzyskiwanej na podstawie testu świadomości sytuacyjnej, kandydaci na specjalność pilotażowa podlegają weryfikacji m.in. pod wzgledem posiadanego doświadczenia lotniczego, znajomości języka angielskiego oraz średniej ocen.

5. ANALIZA WYNIKÓW

5.1. Badanie rozkładu statystycznego cech

Badania normalności rozkładu wykonano dla dwóch testów przeprowadzonych w seriach. W pierwszej serii testów wzięło udział 47 kandydatów, natomiast w drugiej uczestniczyło 69 osób. Testy wykonywano na tych samych zasadach, przy czym podczas drugiej serii zastosowano nieco inny sprzęt komputerowy (m.in. monitory CRT zastąpiono ciekłokrystalicznymi) oraz zapewniono mniej kontrastowe oświetlenie pomieszczenia. Modyfikacje te przełożyły się zapewne na nieco większą wartość średnią uzyskanych wyników. W pierwszej serii wartość średnia wyniosła 258.73 punktów, natomiast w drugiej 284.82 punktów. Odchylenie standardowe wyniosło odpowiednio 77.80 oraz 83.51 punktów. Zakładając, że uzyskane wartości średnie oraz odchylenia standardowe są zbieżne z wartościami charakterystycznymi dla populacji statystycznej dokonano oceny zgodności dystrybuanty dla rozkładu normalnego wyznaczonej w sposób teoretyczny i empiryczny.

Na wykresach dystrybuanty rozkładu normalnego (rys. 9 oraz rys. 10) widać, że punkty reprezentujące rozkład empiryczny układają się stosunkowo blisko linii reprezentującej rozkład normalny. Na tej podstawie można wnioskować, że wyniki uzyskiwane w trakcie testu charakteryzują się rozkładem bardzo zbliżonym do normalnego. Jedynie w serii 1 uzyskano nieco większą rozbieżność dla wyników powyżej 380 punktów.



Rys. 9. Wykres dystrybuanty rozkładu normalnego oraz krzywej empirycznej (seria 1)





5.2. Przebieg punktacji

W typowo przebiegającym badaniu kandydat uzyskuje stopniowo coraz lepsze wyniki, przy czym od pewnego momentu ulegają one wyraźnej stabilizacji (rys. 11, grupa 1). U osób o ponad przeciętych predyspozycjach proces stabilizacji nie jest wyraźny, a przyrost uzyskiwanych punktów jest bardzo szybki (grupa 2). W przypadku części kandydatów można z kolei zaobserwować gwałtowny przyrost punktacji w pierwszych chwilach trwania testu, a następnie spadek uzyskiwanych wartości ocen (grupa 3). Dzieje się to zwykle w wyniku utraty świadomości sytuacyjnej, wywołanej znużeniem, zmęczeniem, zagubieniem, nadmiarem informacji i zadań lub też innymi czynnikami związanymi z osobowością kandydata. Przykładowy wynik testu WOMBAT-CS przedstawiono w tabeli 1.



Rys. 11. Przebieg punktacji cząstkowej dla charakterystycznych grup kandydatów

Tabela 1. Przykładowe wyniki testu operatora X.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
600	21.2	94.9	0.7	4.4	0	5.0	10.2	31.4	282.3
600	21.5	96.6	1.0	4.2	0	6.9	12.1	33.5	299.6
600	20.3	97.5	5.2	6.3	2	5.2	16.6	36.9	323.1
600	21.8	97.9	2.3	9.0	1	5.5	16.8	38.6	333.6
600	21.7	97.3	5.8	4.1	1	6.1	15.9	38.0	330.6
600	21.5	96.9	6.9	4.4	0	5.0	16.5	38.2	331.4
600	21.9	98.0	10.7	6.7	1	5.3	23.0	44.7	350.8
600	22.0	98.7	8.7	4.2	1	8.0	21.3	43.8	349.0
600	22.0	98.8	13.5	6.8	0	4.3	24.5	45.2	350.4
5400	193.9	97.4	54.9	50.1	6	51.4	156.8	350.4	
1 – pi	zedział	czasov	vy [s],	2 – śl	ledz	zenie z	naku [p	kt], 3 –	wynik
śledze	nia [%]	, 4 – c	brót f	igur [p	kt],	5 – w	ynik lo	kalizacj	i [pkt],
6 – li	6 – liczba bezbłędnie odgadnietych sekwencji przy lokalizacji								
ćwiartki, 7 – kasowanie liczb [pkt], 8 – ogólny wynik bonusów									
[pkt], 9 - wynik ogólny [pkt], 10 - przewidywany końcowy									
wynik	•	-					-	-	-

Wyniki zaprezentowanych prób, w których system WOMBAT sumuje oceny i wystawia wynik ogólny nie pozwalają na dokonywanie cząstkowych ocen predyspozycji operatorów. Autorzy mają jednak nadzieję na dokonanie separacji testów i ocenę poszczególnych cech w przyszłych badaniach.

6. PODSUMOWANIE

Test świadomości sytuacyjnej i odporności na stres WOMBAT-CS jest stosowany w praktyce do oceny predyspozycji kandydatów na specjalność pilotażową na Politechnice Rzeszowskiej od roku procesu 2006. Wprowadzenie systemu do umożliwia kwalifikacji kandydatów dostęp liczniejszej grupy odpowiednich osób 0 predyspozycjach do zawodu pilota i różnym statusie finansowym. W obecnej sytuacji ekonomicznej osoby zamożne mają znacznie większe szanse na osiągnięcie odpowiedniego poziomu wyszkolenia lotniczego, uzyskując tym samym znaczną przewagę doświadczeniu lotniczym nad innymi w kandydatami. Test świadomości sytuacyjnej i odporności na stres pozwala w znacznej mierze zrównoważyć szanse wszystkich kandydatów preferując osoby, które posiadają odpowiednie predyspozycje do wykonywania zawodu pilota.

Badania przy użyciu systemu WOMBAT pozwalają wzbogacić wiedzę na temat cech osobowych przyszłych pilotów lotnictwa transportowego, przyczyniając się do udoskonalenia procesu szkolenia pod kątem zwiększenia bezpieczeństwa lotów.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2007-2009 jako projekt badawczy.

LITERATURA

- Gruszecki J., Zajdel Z., Uproszczony model predyspozycji pilota, Mechanika z. 71, Awionika, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, 2007.
- Kluczniak J., Nasi piloci z wizytą w CQFA, Gazeta Politechniki 4(148), Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, 2006.
- [3] Maciejczyk J., Biernacki M., Przestrzenne przetwarzanie informacji w badaniach pilotów, Polski Przegląd Medycyny Lotniczej nr 4 tom 11, październik-grudzień 2005.
- [4] Roscoe S. N., Corl L., LaRoche J., *Predicting Human Performance*, Helio Press, Canada 2001.
- [5] Truszczyński O., Biernacki M., Zarządzanie zasobami załogi a efektywność wykonywania zadań lotniczych, Polski Przegląd Medycyny Lotniczej nr 4 tom 12, październik-grudzień 2006.
- [6] WOMBAT-CS, *Candidate Manual in English Software Version 5.1*, electronic version, Aero Innovation Inc. 2007, URL: aero.ca



Prof. dr hab. inż. Jan GRUSZECKI jest Kierownikiem Katedry Awioniki i Sterowania Wydziale na Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej. Autor licznych publikacji, w tym publikacji zwartych z zakresu sterowania procesami przemysłowymi, a szczególnie obiektami latającym.



Dr inż. Paweł RZUCIDŁO jest pracownikiem Katedry Awioniki i Sterowania na Budowy Wydziale Maszyn Lotnictwa Politechniki i Rzeszowskiej. Autor monografii dotyczącej zjawiska oscylacji indukowanych przez pilota oraz ponad trzydziestu publikacji z zakresu układów sterowania.

OPTYMALIZACJA ZUŻYCIA PALIWA W SAMOCHODZIE OSOBOWYM Z SILNIKIEM ZI NA OBSZARZE ZABUDOWANYM

Aleksander UBYSZ

Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Politechnika Śląska Wydział Transportu, 40-019 Katowice ul. Krasińskiego 8 tel. (32) 603 4146; e-mail: <u>aleksander.ubysz@polsl.pl</u>

Streszczenie

W niniejszej pracy autor na podstawie badań własnych przedstawia praktyczne metody optymalizacji zużycia paliwa w samochodzie osobowym z silnikiem ZI w pojedynczej fazie zmiennego cyklu jezdnego i w całym cyklu jezdnym w ruchu na obszarze zabudowanym. W opracowaniu we właściwy sposób uwzględniono wpływ na optymalizację pochylenia jezdni "p" oraz spadek sprawności efektywnej silnika w dynamicznych warunkach pracy. Do rozważań włączono nie zalecaną technikę jazdy z rozłączonym napędem.

Słowa kluczowe: zużycie paliwa, charakterystyka uniwersalna.

OPTIMIZATION OF FUEL CONSUMPTION IN A CAR WITH SI ENGINE

Summary

Some practical methods of optimization of fuel consumption in a car with SI engine at a single phase of variable driving cycle as well as a complete driving cycle in city traffic have been presented in the paper. The described methods are have been based on the writer's research work. The impact of 'p' road grade and the decrease of engine efficiency in dynamic operating conditions upon the optimization of fuel consumption has been taken into consideration in the course of the carried out tests – the idle running was included in the tests as well.

Keywords: fuel consuption, fuel consumption map.

1. WSTĘP

Problem zużycia paliwa i techniki sterowania samochodem osobowym należy do najwszechstronniej rozpatrywanych na każdym poziomie zainteresowań aplikacyjnych i naukowych. W rezultacie opracowywane są specjalne programy korygujące styl jazdy [1], mniej lub bardziej zrozumiałe W działaniu dla kierujacych inteligentne sterowniki prędkością samochodu o konwencjonalnym zespole napędowym [2] lub zupełnie nowe konstrukcje energooszczędnych pojazdów [3, 4].

Problem oszczędnej eksploatacji samochodów we współczesnym świecie jest tak ważny, że w wielu krajach energooszczędne sterowanie pojazdem włączono do programu szkolenia kierowców (np. Szwecja). W kraju dotychczas optymalizację zużycia paliwa sprowadzano do czysto teoretycznych rozważań [5] lub symulacji ruchu rzeczywistego na hamowni podwoziowej, teoretycznie uwzględniając pochylenie jezdni [6]. Jednak dostrzega się coraz częściej potrzebę tego typu badań w ruchu rzeczywistym pojazdów [7, 8].

W badaniach własnych nad optymalizacją przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie osobowym w ruchu rzeczywistym autor opracował

oryginalną metodę optymalizacji zużycia paliwa w najdłuższej fazie zmiennego cyklu jezdnego dla trzech technik sterowania napędem: z napędem ciągłym, z napędem rewersyjnym (hamowanie silnikiem) i z rozłączonym napędem (jazda wybiegiem).

2. WARUNKI BADAŃ I CHARAKTERY-STYKA SAMOCHODU

pod względem dvnamiki Zmiennv przyspieszania pojazdu cykl jezdny symulujący ruch pojazdu na obszarze zabudowanym realizowano na odcinku jezdni długości do 500 m o dokładnie wyznaczonym profilu pochylenia "p" (rys.2). Do badań wykorzystano samochód osobowy klasy B/K z silnikiem 1,6 ZI o znanej charakterystyce uniwersalnej (rys. 1). W celu określenia wpływu pochylenia jezdni na dynamikę przyspieszania samochodu dla stałego obciążenia silnika realizowano pomiary zużycia paliwa i drogi za pomocą MotoGrafu dla przejazdów w obu kierunkach: "w dół" i "w górę".

Pomiary prowadzono na dwóch ("L" i "H") zróżnicowanych odcinkach pomiarowym, rozpędzając pojazd do 58 km/h na trzech pierwszych przełożeniach skrzynki biegów oraz do

45 km/h na dwóch pierwszych przełożeniach. W celu minimalizacji błędu stochastycznego, wynikającego z dokładności sterowania pojazdem, dla każdej dynamiki rozpędzania samochodu badania prowadzono kilkakrotnie.



Rys. 1. Charakterystyka uniwersalna silnika ZI 1,6



Rys. 2. Charakterystyka pochylenia odcinka "L" oraz jeden z profili prędkości w zmiennym cyklu jezdnym ("w dół" z wybiegiem w fazie "6")

3. OPTYMALIZACJA ZUŻYCIA PALIWA

3.1. W "6" fazie na trasie "L"

Powtarzalność cykli jezdnych o określonej dyna-mice przyspieszania w określonym zakresie prędkości na poszczególnych przełożeniach skrzynki biegów była ograniczona sposobem sterowania obciążeniem silnika i stochastycznym charakterem sterowania pedałem przyspiesznika. Dlatego przy wielokrotnych pomiarach zdarzały się prawie identyczne profile prędkości fazy "6" z rys. 2 przy zróżnicowanym sterowaniu napędem: w sposób ciągły i wybiegiem. Stąd wyciągnięto wniosek, że w przypadku napędu ciągłego w takim przypadku zużycie paliwa w tej fazie odpowiada zużyciu paliwa na biegu luzem (pokonanie oporów własnych silnika).

W związku z powyższym stała się możliwa optymalizacja zużycia paliwa w rozpatrywanej fazie uwzględniając wszystkie trzy techniki jazdy, przy założeniu dla każdej z nich tej samej prędkości początkowej i końcowej - v_p i v_k . Za wzorcowy profil prędkości w fazie "6" przyjęto profil o najmniejszym spadku energii kinetycznej pojazdu, z rozłączonym napędem (wybieg). Na rys. 3 na profile prędkości dla ruchu "w dół" i "w górę" nałożono 9 wariantów profili hamowania silnikiem z śródfazą utrzymującą energię kinetyczną samochodu na wymaganym poziomie. Wariant 10. jest wspomnianym wcześniej napędem ciągłym z mocą silnika bliską zero.



Rys. 3. Optymalizacja techniki jazdy rewersyjnej i jej porównanie z jazdą wybiegiem i napędem "ciągłym" na odcinku drogi o pochyleniu (g·p) = 0,288 m/s² ("pod górę") i (g·p) = -0,210 m/s² ("w dół") (na podstawie profilu prędkości fazy głównej z rys. 2)

Rozpatrzenie 9. wariantów przyspieszenia ruchu pojazdu w śródfazie odzysku energii kinetycznej ma na celu przeprowadzenie optymalizacji zużycia paliwa w fazie "6" dla zalecanej technice jazdy rewersyjnej. Ponieważ autor określił wielkość spadku sprawności efektywnej silnika w funkcji dynamiki zmian prędkości obrotowej [8], to na rys. 4 przedstawiono przebieg zużycia paliwa w "6" fazie z uwzględnieniem (linie ciagle) i bez uwzględnienia tego spadku. Na rys. 4 zaznaczono dodatkowo wpływ 3 sek. zwłoki wyłączenia paliwa. wtrysku Optima dla obydwóch przypadków zaznaczono szarym prostokątem. Poza tym zaznaczono wartość zużycia paliwa dla jazdy z rozłączonym napędem (Q=1,88 dm³/100 km) "10-10") i dla napędu ciągłego (wariant z minimalnym obciążeniem Mo= 0,08 Nm (6,58 dm³/100 km) o wyjątkowo małej sprawności efektyw-nej 0,001 $(g_e =$ 100 700 g/kWh). Osiągnięcie tego sa-mego profilu prędkości w fazie "6" dla jazdy "w gó-rę" i "w dół" osiąga się kosztem skrajnie różnych Q.



Rys. 4. Optymalizacja zużycia paliwa w jeździe rewersyjnej "w dół" na 3. biegu ze zróżnicowaną dynamiką śródfazy częściowego odtwarzania poziomu energetycznego ruchu samochodu z uwzględnieniem ($\eta_{e,n}$) i bez uwzględnienia (η_e) wpływu dynamicznej pracy silnika; Q = 6,58 dm³/100km dla napędu ciągłego z M_o = 0,08 Nm

Z powyższego wynika, że najmniejsze straty egzergii w fazie ruchu o małej energochłonności występują w ruchu z rozłączonym napędem. Jednak gdy warunki drogowe wymagają istotnego ograniczenia prędkości w krótkim czasie, to korzystniej wykorzystać do tego własne opory silnika na biegu luzem, oszczędzając tym samym i paliwo (po 1-3 s wyłączenie wtrysku) i powierzchnie robocze układu hamulcowego.

Należy zwrócić uwagę na niekorzystne zjawisko wzrostu emisji tlenku węgla (CO) w "gorących" fazach hamowania silnikiem w miejskim cyklu jezdnym [6], powodem którego może być, zdaniem autora, szybkie wychłodzenie katalizatora poniżej temperatury pracy (250°C) w wyniku "przeciągania" przez silnik strumienia zimnego powietrza o znacznym natężeniu (otwarta przepustnica).

3.2. ...w cyklu jezdnym na trasie "H"

W tym rozdziale poddano analizie rzeczywiste zużycie paliwa w samochodzie w zmiennym, pod względem dynamiki rozpędzania, cyklu jezdnym o znanej długości i trzech modułach profilu prędkości:

- moduł przyspieszania na 2. lub 3. biegach (rys.2),

- moduł ruchu o niewielkiej energochłonności,

- moduł hamowania i unieruchomienia pojazdu.

Wyznaczone na rys. 5 optima zużycia paliwa dla ruchu "w dół" i "pod górę" z rewersyjną fazą "6" można porównać z charakterystykami z rys. 6b, wyznaczonymi dla cykli jezdnych z rozłączonym napędem w fazach nienapędowych. Na rys. 4a mniejsze Q jest w rezultacie rozpędzania samochodu na dwóch biegach do prędkości o 13 km mniejszej. Dla ruchu "pod górę" w wyniku wprowadzenia dodatkowej śródfazy zapewniającej dotarcie do celu brak oszczędności, a minimalne Q występuje przy (a*v) =13 W/kg (brak min. na rys. 6b, gdzie bezwładność pojazdu rozpędzonego do 58 km/h zapewniała osiągnięcie celu bez dodatkowej fazy).



Rys. 5. Optymalizacja zużycia paliwa w funkcji mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu dla samochodu przyspieszanego na 3. biegach z fazą rewersyjną "6" ("pod górę" i "w dół"; "H", L=400 m)



Rys. 6. Optymalizacja zużycia paliwa w funkcji mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu dla samo-chodu przyspieszanego na 3. biegach (L = 400 m) (b) lub 2. biegach (L = 340 m) (a) i z rozłączonym napędem ("pod górę" i "w dół", odcinek "H")

Natomiast jazda rewersyjna w fazie "6" (rys. 5) i wybiegiem (6b) w fazach nienapędowych wymaga nieco innej strategii sterowania samochodem. Dla jazdy "w dół" korzystne jest szybkie przyspieszenie celem wydłużenia fazy "6", umożliwiającej dotarcie do celu z nieznacznie malejącą prędkością (z 58 do 54 km/h). Z kolei "pod górę" wyraźne minimum w ruchu Q występuje w przypadku wolnego rozpędzania samo-chodu, co zapewnia osiągnięcie v_{max} bliżej celu i dodatkowa faza napedowa jest zbedna. Jednak zbyt powolne przyspieszenie pojazdu "pod

górę" skraca czas pracy silnika z wyłączonym wtryskiem paliwa i zużycie w lewo od min. rośnie (rys. 5).

Na tych kilku przykładach pokonywania samochodem określonego odcinka drogi "w dół" i "w górę" wyraźnie widać, że minimalizacja zużycia paliwa na jednostkę przebytej drogi jest bardzo złożona. Opracowane sterowniki prędkości ruchu [2] oraz programy analizujące technikę jazdy [1] nie są w stanie przewidzieć wszystkich czynników mających na nie istotny wpływ.

W sterownikach w całym zakresie prędkości zaleca się nie przekraczanie mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu 4-6 W/kg [2]. Jak istnieją scenariusze udowodniono powyżej, warunków ruchu (prędkość, pochylenie jezdni, masa pojazdu, długość odcinka drogi do przebycia, itd.), dla których optymalna wartość (a*v) może być dwa razy większa. Natomiast stosowanie, w zależności od potrzeb, w miejsce faz napędowych o małym obciążeniu silnika, poniżej 3-7 kW, techniki jazdy rewersyjnej lub wybiegiem zwiększa zakres oszczędności paliwa w wyniku eliminacji faz pracy silnika z bardzo małą sprawnością efektywną [9]. Na podstawie powyższego zrozumiałym staje się wprowadzenie w niektórych krajach dla kierowców programu energooszczędnego sterowania samochodem.

4. WNIOSKI

- Z trzech technik sterowania prędkością samochodu w fazach o bardzo małym zapotrzebowaniu na energię najbardziej oszczędna jest jazda wybiegiem a najmniej z napędem ciągłym; należy ją zastąpić fazą hamowania silnikiem (4,25 dm³/100km z 3 sekundową zwłoką wyłączenia wtrysku) lub wybiegiem (1,9 dm³/100km).
- 2. Jazda wybiegiem, z rozłączonym napędem, jest dla większych prędkości najoszczędniejszą techniki forma jazdy, związaną prędkości. z najwolniejszym wytracaniem W jeździe wybiegiem zapotrzebowanie na paliwo ogranicza się do godzinowego zużycia paliwa na biegu jałowym silnika (w silniku ZI 1,6 $G_i = 0,90 \text{ dm}^3/\text{h}$), co nietrudno przeliczyć na przebiegowe zużycie paliwa dla każdej prędkości jazdy (w ruchu miejskim, w zależności od wymaganej intensywności ograniczenia prędkości jazdy, stosowana zamiennie z techniką jazdy rewersyjnej).
- Dla ograniczonej prędkości maksymalnej pojazdu i krótkich odcinków przebytej drogi (do 400 - 900 m) na obszarze zabudowanym jazda rewersyjna "w dół" jest najoszczędniejsza, zwłaszcza dla długiej fazy jazdy rewersyjnej, lub "pod górę", gdy zachodzi konieczność istotnego ograniczenia prędkości do zatrzymania włącznie.
- 4. Energooszczędna technika sterowania samochodem wymaga także ustalania punktu

pracy na charakterystyce uniwersalnej w zakresie najmniejszej dopuszczalnej prędkości obrotowej, co pozwala na zwiększenie sprawności efektywnej silnika, m.in. przez ograniczenie jej spadku przez ograniczenie dynamicznych warunków pracy.

LITERATURA

- Program instruktażowy FIAT G. A.
 i Microsoft Automotive Buisness Unit (dostępny w wybranych modelach samochodów od 2008 r.)
- [2] Neunzig D., Benmimoun A.: Potentiale der voraus-schauenden Fahrerassistenz zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik 2002, s. 1-27.
- [3] Jantos J.: Zintegrowane sterowanie samochodowym, spalinowym układem napędowym o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły. Studia i Mono-grafie z. 141, Politechnika Opolska, Opole 2003.
- [4] Brzeżański M.: *Downsizing silników*. Silniki Spalinowe 4/2004, s. 5-12.
- [5] Siłka W.: *Energochłonność ruchu samochodu*. WNT, Warszawa 1997.
- [6] Romaniszyn K.: Alternatywne zasilanie samochodów benzyną oraz gazami LPG i CNG. WNT, W-wa 2007.
- [7] Merkisz J., Gis W.: Możliwości oceny emisji w rzeczywistych warunkach ruchu. Transport Samochodowy, nr 2/2007.
- Ubysz A.: Sprawność efektywna silnika ZI w funkcji dynamiki przyspieszania samochodu. IV Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej, Olsztyn 9-12.09. 2008 r.
- [9] Ubysz A.: Energochłonność samochodu a zużycie paliwa w złożonych warunkach ruchu. Monografia. Wyd. Pol. Śląskiej, Gliwice 2003.

Informację o Autorze zamieszczono na stronie 73

SPRAWNOŚĆ EFEKTYWNA SILNIKA ZI SAMOCHODU OSOBOWEGO W DYNAMICZNYCH WARUNKACH PRACY

Aleksander UBYSZ

Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Politechnika Śląska Wydział Transportu, 40-019 Katowice ul. Krasińskiego 8

Streszczenie

Problem wyznaczenia sprawności efektywnej silnika samochodowego w dynamicznych warunkach pracy jest kluczowym w obliczaniu całkowitej energochłonności ruchu pojazdu i optymalizacji zużycia paliwa. Dlatego wśród niewielu metod praktycznego rozwiązania tego zagadnienia najbardziej atrakcyjną wydaje się jej odniesienie do znanej sprawności efektywnej silnika dla statycznych warunków pracy z charakterystyki uniwersalnej. Autor w obliczeniach tego problemu wykorzystał metodę bilansu energochłonności ruchu w zmiennym pod względem dynamiki przyspieszania cyklu jezdnym i porównania wyników obliczeń z rzeczywistym zużyciem paliwa. Założono w obliczeniach prostoliniowy wpływ dynamiki przyspieszania prędkości obrotowej silnika na spadek sprawności efektywnej wyznaczonej dla statycznych warunków pracy.

Słowa kluczowe: jednostkowe zużycie paliwa, charakterystyka uniwersalna.

THE ACTUAL CAR ENGINE EFFICIENCY AT DYNAMIC OPERATING CONDITIONS

Summary

The problem of determining the car engine efficiency in dynamic operating conditions is of great importance while calculating the total consumption of energy when the car is driven. It also enables to define the optimum energy consumption. Up till now only few methods have been used but the one which seems to be quite effective is based on the actual engine efficiency at static operating conditions from universal characteristics. The method of energy consumption balance in a variable driving cycle (the dynamics of acceleration was changeable) was applied and the calculation results were compared to the actual fuel consumption. It has been assumed that there was rectilinear influence of acceleration dynamics of the engine upon the decrease of actual efficiency determined for the static operating conditions.

Keywords: specific fuel consuption, fuel consumption map.

1. WSTĘP

Izolinie jednostkowego zużycia paliwa na charakterystyce ogólnej silnika samochodowego wyznacza się w stacjonarnych warunkach pracy na hamowni silnikowej. W zastosowaniu praktycznym silników w pojazdach takie warunki pracy występują bardzo rzadko, gdyż jak nie obciążenie silnika ulega zmianie to prędkość obrotowa, a najczęściej obydwa te parametry ulegają mniejszemu lub większemu gradientowi zmian w czasie równocześnie.

Mimo to w wielu ośrodkach naukowych przyjmuje się do obliczeń energochłonności ruchu pojazdu w tych zmiennych warunkach pracy sprawność efektywną silnika z charakterystyki ogólnej, zakładając jej przydatność do określonej dynamiki zmian obciążenia i prędkości obrotowej. Często przyjmuje się przy tym założenie, że w niestacjonarnych warunkach pracy sprawność efektywna silnika prawdopodobnie się pogarsza [1, 2]. W ostatnich dekadach w kraju i zagranicą podejmowano liczne próby rozwiązania tego zagadnienia na drodze empirycznej [3, 4, 5, 6]. W niniejszej pracy autor w ramach badań nad przebiegowym zużyciem paliwa przeprowadza w sposób naukowy metodą pośrednią tok obliczeń wpływu dynamiki przyspieszania pojazdu na pierwszych trzech przełożeniach skrzynki biegów na sprawność efektywną silnika w fazach rozpędzania samochodu klasy B/K z silnikiem 1,6 ZI.

2. WARUNKI BADAŃ I ZAŁOŻENIA TEORETYCZNE

Zmienny pod względem dynamiki przyspieszania pojazdu cykl jezdny symulujący ruch pojazdu na obszarze zabudowanym realizowano na odcinku jezdni długości do 500 m o dokładnie wyznaczonym profilu pochylenia jezdni "p". Do badań wykorzystano samochód osobowy klasy B/K z silnikiem 1,6 ZI o znanej charakterystyce uniwersalnej [8]. W celu określenia wpływu pochylenia jezdni na dynamikę przyspieszania samochodu dla stałego obciążenia silnika realizowano pomiary za pomoca MotoGrafu [9] dla przejazdów w obu kierunkach: "w dół" i "w górę".

Do obliczeń założono prostoliniowy spadek sprawności efektywnej silnika ze wzrostem przyspieszenia prędkości obrotowej silnika. Zmienną niezależną jest moc jednostkowa dodatkowych oporów ruchu samochodu [7]

$$(a + gp) \cdot v = (a^* \cdot v), gdzie:$$

- a przyspieszenie ruchu samochodu i mas wirujących, m/s²;
- p pochylenie drogi równe sin α ;
- v chwilowa lub średnia prędkość pojazdu, m/s
- m masa rzeczywista samochodu, kg.

Miarą spadku sprawności efektywnej silnika ze wzrostem dynamiki rozpędzania samochodu będzie wartość przyrostu w fazach biegu luzem czasowego zużycia paliwa G_{bl} na jednostkę mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu (a*·v) W/kg (rys. 1):

$$\Delta G_{bl,av} = G_{\eta e} = \frac{\Delta G_{bl}}{\Delta (a^* \cdot v)} , \frac{cm^3 \cdot kg}{s \cdot W}$$
(1)

 $G_{\eta e}$ - czasowe zużycie paliwa wynikające ze spadku sprawności efektywnej silnika na jednostkę (a*·v), cm³·kg/(s·W).



Rys. 1. Czasowe zużycia paliwa w fazach ruchu z rozłączonym napędem w zmiennych cyklach jezdnych

Pomiary prowadzono na tym samym odcinku pomiarowym jezdni rozpędzając pojazd do 58 km/h na trzech pierwszych przełożeniach oraz do 45 km/h na dwóch pierwszych przełożeniach skrzynki biegów. W celu minimalizacji błędu stochastycznego sterowania pojazdem dla każdej dynamiki rozpędzania samochodu badania prowadzono kilkakrotnie, zawsze w stanie ustalonym cieplnie.

Monotoniczny wzrost wartości G_{bl} w funkcji wzrostu (a*·v) jest przede wszystkim miarą wrażliwości sprawności efektywnej silnika na niestacjonarne warunki pracy, głównie w zakresie przyrostu prędkości obrotowej silnika. Zależność intensywności przyrostu prędkości obrotowej silnika w czasie (min⁻¹/s lub s⁻²) w funkcji mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu samochodu przedstawiono dla jazdy na trzech przełożeniach na rys. 2. Do obliczeń wprowadzono definicję *współczynnika niestacjonarnych warunków pracy silnika od prędkości obrotowej v_n*, którego miarą na danym przełożeniu jest wzrost prędkości obrotowej w jednostce czasu:

$$v_n = \frac{n_p - n_k}{t_p - t_k}, \frac{\min^{-1}}{s} \operatorname{lub} s^{-2}, \qquad (2)$$

gdzie: n_p , n_k [min⁻¹]- prędkość obrotowa silnika na początku i końcu odcinka pomiarowego,

t_p - t_k [s]- czas przejazdu odcinka pomiarowego.

W ramach badań nad spadkiem sprawności efektywnej silnika zrealizowano 4 serie pomiarów, w każdej po ok. 46 cykli jezdnych "w dół" i "w górę". Najbardziej stabilne wyniki, na których oparto obliczenia, dały cykle jezdne wykorzystujace jako podstawowa technike sterowania predkościa samochodu jazde z rozłączonym napędem (wybieg) (tab. 1).

3. WYNIKI OBLICZEŃ

Zróżnicowanie zakresu przyspieszania samochodu na poszczególnych przełożeniach (tab. 1) miało na celu sprawdzenie wrażliwości G_{bl} i zużycia paliwa na dynamikę przyspieszania ruchu samochodu. W pierwszym przypadku wrażliwość jest porównywalna (rys. 4), a w drugim okazało się, że pochylenie drogi ma wpływ na przebiegowe zużycie paliwa i diametralnie zmienia wyniki jego optymalizacji [8].

Tabela 1 Zakresy prędkości przyspieszania ruchu pojazdu na poszczególnych biegach w kolejnych

seria	eriach zmiennych cykli jezdnych jazdywybiegiem								
	Serie		Zakres	prędkości	na biegu				
	Z	v	km/h						
wy	ybiegiem	km/h	I II III						
	1	2	3	4	5				
	1	0-58	0-25	25-40	40-58				
	2	0-45	0-20	20-45	-				
	3	0-58	0-15	15-35	35-58				

Dla serii "1" 46. przejazdów z różną dynamiką rozpędzania samochodu "w dół" i "w górę" wyznaczono metodą minimalizacji błędu obliczeń prostoliniową charakterystykę wzrostu jednostkowego zużycia paliwa ze wzrostem (a*·v). Wybrane wyniki obliczeń przedstawia tab. 2.

Na rys. 2 przedstawiono przykładowe charakterystyki dynamiki zmian prędkości obrotowej silnika v_n dla napędu na III biegu w funkcji dynamiki rozpędzenia samochodu na odcinku pomiarowym "w dół" i "w górę". Na podstawie danych obliczanych tak, jak to pokazano na przykładzie jazdy na I biegu w tab. 2, można

				1 "bi	eg" ²⁾			
	(a*·v) _{śr}	V _{p,n}	$\Delta V_{\eta e}^{(1)}$	$\Delta g_{e,3}$	$\Delta \eta_{e \circ r}$	$\Sigma \Delta V_n$	<u>(4)-(11)</u>	$(a^* \cdot v)_{1,2,3}$
Nr		3	3	g/kWh	%	3	(4)	W/kg
	W/kg	cm	cm	Ŭ		cm ³	%	
1	2	3	4	5	6	11 ²⁾	12	13
2a	17,9	21,8	4,2	130	12,2	4,8	14,0	16/20,4/17
2b	18,6	28,5	4,7	126	12,5	5,5	17,0	18,2/19/18,3
4a	14,8	21,5	3,6	63	9,7	4,0	11,1	10,5/20/14
4b	16,2	28,4	4,0	110	10,6	4,8	20,0	14/17,7/17
6a	9,9	22,2	2,8	84	7,4	2,8	0	9,2/11/9,3
6b	10,0	35,5	3,7	80	7,1	3,4	8,1	9/11/10
10a	18,1	21,9	4,05	144	13,8	4,7	16,0	18/18,2/18
10b	20,8	26,9	4,5	150	14,7	6,4	42,0	21,3/19,5/20
14a	9,5	21,1	2,7	87	7,4	2,7	0	8,5/9,8/10
14b	11,4	32,6	4,1	82	8,5	3,8	4,9	13,4/11/9,5
17a	6,9	22,4	2,7	58	4,7	2,3	14,8	6,4/7,5/6,8
17b	8,7	29,1	3,0	70	6, 7	2,3	23,3	8,3/8,7/9,1
18a	7,3	22,3	2,1	60	4,8	2,2	-4,8	6/7,6/8,3
18b	7,0	30,7	2,7	56	4,7	1,8	33,3	6,4/7,3/7,2
19a	5,8	21,2	1,96	56	3,3	1,6	18,2	4,9/6/6,3
19b	7,3	32,6	2,8	60	4,1	3,3	17,9	6,4/7,8/7,8

Tabela 2. Wynik obliczeń wpływu założonego spadku $\Delta g_e = f(a^* \cdot v)$ z charakterystyki uniwersalnej na dokładność obliczeń zużycia paliwa

¹⁾ - "niedoliczona" objętość V_{p,n} paliwa obliczona na podstawie współczynnika wrażliwości G_{bl,r} na wzrost mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu samochodu ($G_{ne} = 0.016 \text{ cm}^3 \cdot \text{kg/s/W}$), ²⁾ - brak kolumn obliczeń dla 2 i 3 biegu, kol.(12)- wersaliki - błąd ujemny

obliczyć spadek sprawności efektywnej silnika dla wykorzystywanych w zmiennym cyklu jezdnym trzech przełożeń skrzynki biegów. Wartość sprawności efektywnej silnika, odczytanej z charakterystyki uniwersalnej i pomniejszonej $o \Delta \eta_{e, \text{sr}} = f(a^* \cdot v)$ przedstawiono przykładowo dla III biegu na rys. 3. Na zbiorczym rys. 4 przedstawiono dodatkowo przebiegi spadku sprawności efektywnej silnika w funkcji (a*·v) dla serii pomiarów "2" z przyspieszaniem samochodu na dwóch biegach - linie ciągłe szare.

Z danych przedstawionych na rys. 4 i z dynamiki pracy zespołu napędowego wynika, że spadek sprawności efektywnej na każdym biegu można zminimalizować przez włączanie wyższego biegu przy mniejszej prędkości samochodu, tak np. jak to przewiduje regulamin w mało dynamicznych europejskich cyklach jezdnych: miejskim i drogowym (93/116/CE).



Rys. 2. Przykładowe charakterystyki dynamiki zmian prędkości obrotowej silnika v_n dla faz ruchu

"w dół" i "w górę" na 3. biegu Zakładając proporcjonalny, malejący w postępie geometrycznym spadek sprawności efektywnej silnika ZI 1,6 dla IV i V biegu, można przewidywać jego wartość, co przedstawiono za pomocą linii przerywanych na rys. 4.



Rys. 3. Charakterystyka spadku sprawności efektywnej silnika w funkcji $(a^* \cdot v)$ na 3. biegu



Rys. 4. Przebieg spadku sprawności efektywnej silnika na poszczególnych biegach w funkcji $(a^* \cdot v)$

Obliczony w pracy w rozpatrywanym zakresie spadek sprawności efektywnej silnika ZI ze wzrostem dynamiki zmian jego prędkości obrotowej jest wynikiem w systemach Motronic adaptacyjnej regulacji wielkości wtryskiwanej dawki paliwa i kąta wyprzedzenia zapłonu. W znacznym stopniu wyjaśnia on, dlaczego oszczedna technika jazdy polega na zdecydowanym ograniczeniu mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu samochodu [8]. Okazuje się, że w wyniku tego spadku sprawności efektywnej silnika na charakterystyce obciążeniowej dla mniejszej wartości momentu obrotowego na niższym poziomie wystąpi maksimum wartości n_e, co przykładowo dla pracy zespołu napędowego na III biegu pokazano na rys. 5.

Poza tym utrzymanie zalecanego niskiego poziomu mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu wydłuża czas pracy w zakresie optymalnej sprawności efektywnej silnika, zmniejszając średnią prędkość przejazdu i zużycie paliwa. Otrzymane wyniki sprawności efektywnej silnika w dynamicznych warunkach pracy potwierdzają w sposób pośredni mapy emisji składników węglowych w spalinach [4].





4. WNIOSKI

- Po raz pierwszy, na przykładzie silnika ZI, wykorzystując nieznormalizowany zmienny cykl jezdny, uzyskano metodą pośrednią ilościową ocenę wpływu dynamicznych warunków pracy silnika od prędkości obrotowej na spadek sprawności efektywnej z charakterystyki uniwersalnej.
- 2. Na podstawie otrzymanych wyników obliczeń można wstępnie oszacować wpływ dynamicznych warunków pracy silnika na jego sprawność efektywną; przebieg charakterystyk $G_{bl} = f(a^* \cdot v)$ wskazuje na podobny dla wszystkich serii pomiarów współczynnik wrażliwości czasowego zużycia paliwa na moc jednostkową dodatkowych oporów ruchu samochodu $G_{\eta e}$ w przedziale 0,015 0,016 cm³ kg/(s ·W).
- 3. W zakresie mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu (a*·v) od 0 do 20 W/kg szczególnie duża dynamika zmian prędkości obrotowej silnika na pierwszych przełożeniach skutkuje znacznym spadkiem sprawności efektywnej silnika, dochodzącym: na 1. biegu do14 % a na drugim do 8 %; dlatego powinno się unikać rozpędzania badanego samochodu na tych biegach do prędkości przekraczającej odpowiednio 20 i 35 km/h.
- 4. Obliczony wpływ dynamicznych warunków pracy na spadek sprawności efektywnej silnika w stosunku do warunków statycznych obliczono dla wybranego zakresu zmian prędkości obrotowej jako wartość średnią Δg_e , wynikającą z podobnej wrażliwości G_{bl} na zmianę dynamiki przyspieszania samochodu na pierwszych dwóch i trzech przełożeniach skrzynki biegów.
5. Przy założeniu w systemach Motronic liniowości inercji regulacji optymalnych wielkości dawki paliwa i kąta wyprzedzenia zapłonu, za pomocą charakterystyk współczynnika dynamicznych zmian prędkości obrotowej dla poszczególnych przełożeń skrzynki biegów $v_{n,1,2,3} = f(a*\cdot v)$ można metodą interpolacji liniowej wyznaczyć wartość spadku sprawności efektywnej silnika w funkcji v_n dla pozostałych przełożeń skrzynki biegów.

LITERATURA

- Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. Prace naukowe, Mechanika z. 173. Politechnika Warszawska, Warszawa 1999, s. 193.
- [2] Jantos J.: Zintegrowane sterowanie samochodowym, spalinowym układem napędowym o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły. Studia i Monografie z. 141, Politechnika Opolska, Opole 2003.
- [3] Kropiwnicki J.: Model układu silnik-pojazd z wykorzystaniem charakterystyk statycznych silnika. Praca doktorska. Promotor: Cichy M. Gdańsk 2001.
- [4] Romaniszyn K.: Alternatywne zasilanie samochodów benzyną oraz gazami LPG i CNG. WNT, W-wa 2007.
- [5] Silva C.M. i inni: Calculation of Fuel Consumption and Engine-Out Emissions in

Ecogest. Instituto Superior Tecnico, Lisbon, Portugal 2001.

- [6] Siłka W.: *Energochłonność ruchu samochodu*. WNT, Warszawa 1997.
- [7] Neunzig D., Benmimoun A.: Potentiale der voraus-schauenden Fahrerassistenz zur Reduktion des Kraft-stoffverbrauchs. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik 2002, s. 1-27.
- [8] Ubysz A.: Optymalizacja zużycia paliwa w samochodzie osobowym w ruchu na obszarze zabudowanym. IV Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej, Olsztyn 9-12.09. 2008.
- [9] *MotoGraf Instrukcja obsługi*. KER, Bytom, 2002.

Dr inż. Aleksander UBYSZ, od wielu lat zajmuje się prognozowaniem i optymalizacją zużycia paliwa w samochodach osobowych (1 monografia i 44 publikacje). Wydał również pięć książek z zakresu prowadzonych na Wydziale Transportu



przedmiotów: Silniki spalinowe i Ochrona środowiska w transporcie. pracy Ostatnie lata poświęcił modelowaniu zużycia paliwa w samochodzie w ruchu rzeczywistym.

BADANIA DYNAMIKI ZASTĘPCZEGO UKŁADU KOŚĆ-IMPLANT DLA POTRZEB DIAGNOSTYKI MEDYCZNEJ

Bartosz NOWAK, Mariusz KACZMAREK

Instytut Mechaniki Środowiska i Informatyki Stosowanej, Uniwersytet Kazimierza Wielkiego w Bydgoszczy ul. Chodkiewicza 30, tel./fax. 052 341 93 34, email: <u>bartek@ukw.edu.pl</u>

Streszczenie

W pracy przedstawiono studium połączenia zastępczego kości i implantu podjęte dla rozwijania metody diagnozowania stanu spójności na podstawie metod wibroakustycznych. Przeprowadzono symulacyjne badania numeryczne mające na celu identyfikację dynamicznych parametrów układu w postaci zbioru częstotliwości i postaci drgań własnych. Przedyskutowano zmiany parametrów dynamicznych układu w funkcji utraty spójności połączenia w ramach przyjętego modelu odspajania. Analiza teoretyczna została uzupełniona badaniami eksperymentalnymi.

Słowa kluczowe: biomechanika, staw biodrowy, kość, implant, dynamika.

MODELING OF DYNAMICS OF SUBSTITUTE BONE-IMPLANT SYSTEM FOR THE PURPOSE OF MEDICAL DIAGNOSING

Summary

In this paper the study of substitute model of bone-implant system was presented created for the purpose of diagnosing of the state of integrity based on vibrational techniques. In the frame of work, dynamic parameters of the system were eshablished as a sets of eigenfrequencies and eigenvectors using numerical tools. The shifts of eigenferquecies in spectrum of the systems under consideration were discussed in the scope of loosenig integrity between bone and implant. Additionally, the research was augmented by experimental study.

Keywords: biomechanics, hip joint, bone, implant, dynamics.

1. WSTĘP

Alloplastyka stawu biodrowego stała się w ciągu minionych lat szeroko stosowaną metodą leczenia. Polega ona na częściowej lub całkowitej wymianie na sztuczne, zniszczonych części stawu. Powodem stosowania alloplastyki są rozmaite nieuleczalne artrozy i dysplazje lub też urazy mechaniczne powodujące złamania części bliższych kości udowej i miedniczej. Dzięki rozwojowi technologii wytwarzania protez spełniają one ze znaczną niezawodnością funkcje zastępcze stawu biodrowego do co najmniej 10 lat, [1]. Najpoważniejsze komplikacje spowodowane wszczepieniem endoprotez stanowią różnego rodzaju septyczne lub aseptyczne obluzowania we wczesnych lub późnych stadiach pooperacyjnych, które skutkują zmianami właściwości połączenia kość-implant jak również zmianami właściwości kości w okolicach otaczających endoprotezę. Zmiany te obniżają komfort życia pacjenta i objawiają się poprzez występowanie bólu. Prowadzi to w konsekwencji do ograniczeń ruchowych u pacjenta o różnym stopniu nasilenia. Ze względu na fakt, iż staw biodrowy jest jednym z głównych elementów układu ruchu człowieka jakiekolwiek jego uszkodzenia zawsze prowadzą do zaburzeń lokomocji ograniczających funkcje życiowe.

Do stosowanych technik najczęściej wykorzystywanych W monitorowaniu stanu połączeń kości i implantu, w tym stawu biodrowego, należa: prześwietlania promieniami RTG. radiografie kontrastowe oraz scyntygrafie. Powyższe metody, jak podaje sie w piśmiennictwie [2, 3], nie we wszystkich przypadkach klinicznych wykazuja dostateczną czułość i swoistość diagnostyczną. Pozostają one nieskuteczne w przypadku protez o skomplikowanych kształtach ze względu na efekty zasłaniania. Ponadto kwestionowana bywa również ich skuteczność przy wykrywaniu obluzowań endoprotez w ich wczesnych stadiach, [4, 5]. Dodatkowo, częste naświetlania promieniami rentgenowskimi, jakie występują podczas zabiegów rentgenograficznych, nie pozostaja bez skutku dla zdrowia pacjenta.

W wielu pracach podejmuje się próby wykorzystania technik drganiowych do wykrywania osłabienia połączenia kości i implantu, [6, 7]. W badaniach tych używa się różnych form, najczęściej impulsowego lub harmonicznego, pobudzenia układu do drgań. Badania wibroakustyczne wykazują dostateczną skuteczność przy wykrywania późnych stadiów odspajania implantu od kości, jednakże czułość tej metody we wczesnych stadiach odspajania określana bywa jako niewystarczająca, [8, 9].

W pracy przedstawiono studium numeryczne i eksperymentalne układu zastępczego połączenia kość-implant wykorzystując eksperymentalna analizę modalną oraz obliczenia numeryczne w środowisku Abaqus 6.7 (teoretyczną analizę modalną). Zidentyfikowano dynamiczne parametry układu w postaci zbioru częstotliwości i postaci drgań własnych oraz przeprowadzono analizę ich zmian w ramach przyjętego modelu odspajania implantu od kości. Na podstawie porównania oceniono wyników symulacji wrażliwość parametrów diagnostycznych przyjętego modelu uszkodzenia na detekcję odspajania w zastępczym implant. Dokonano połaczeniu kość także porównania wyników numerycznych z rezultatów przeprowadzonych badań eksperymentalnych.

2. BADANIA NUMERYCZNE

2.1. Geometria układu

W badaniach rozważany jest prosty model zastępczy kości udowej zaopatrzonej w trzpień implantu. Model zbudowany jest z elementów tulejowo-prętowych przedstawionych na rys. 1.



Rys. 1. Geometria układu zastępczego połączenia kość-implant.

Główne wymiary poszczególnych elementów modelu zastępczego odpowiadają w przybliżeniu geometrii anatomicznej połączenia kość-implant.

2.2. Właściwości modelu numerycznego

W badaniach numerycznych rozważane są dwie konfiguracje materiałów tworzących układ. W pierwszym wariancie wykorzystano aluminium, które reprezentowało materiał kostny, poliacetal (POM-C) zastępujący cement kostny oraz mosiądz, reprezentujący materiał trzpienia implantu. W drugim z kolei, zastosowano POM-C, który zastępował jednocześnie kość i cement oraz mosiądz modelujący trzpień implantu. Stałe sprężyste i gęstości materiałów poszczególnych części składowych modelu zestawiono w tab. 1.

Tab. 1. Stałe sprężyste i gęstości poszczególnych materiałów.

Materiał	v [-]	E[GPa]	$\rho [kg/m^3]$
Aluminium	0.35	71	2700
Mosiądz	0.3	105	8400
POMC	0.31	3	1410

Dla każdego z wariantów wygenerowano odpowiedni model numeryczny zawierający zadane uszkodzenie. Obluzowywanie implantu od kości (uszkodzenie) w układzie zastępczym modelowane jest za pomocą utraty kontaktu pomiędzy elementami reprezentującymi implant i kość. Dla układu aluminium-POM-C- mosiądz zmianie ulega długość tulei wykonanej z materiału POM-C reprezentujacej warstwe cementu kostnego w układzie. W przypadku układu POM-C-mosiądz zmianie ulega długość podtoczenia w elemencie prętowym, w którym osadzany jest pręt mosiężny. Ilościowo utratę spójności opisać można za pomocą skalarnego parametru D:

$$D = (1 - \frac{A_i}{A_i}) \cdot 100\%$$
 (1)

gdzie:

- D parametr uszkodzenia,
- A_I maksymalna początkowa powierzchnia kontaktu pomiędzy elementami,
- A_i powierzchnia kontaktu po obluzowaniu.

Geometrię modeli numerycznych obejmującą przykładowe uszkodzenia przedstawiono na rys. 2. W modelach numerycznych zastosowano warunki brzegowe belki wspornikowej. Odpowiadają one utwierdzeniu jednostronnemu, które polega na odebraniu przemieszczeniowych stopni swobody węzłom powierzchni czołowej od strony zamocowania. Z kolei drugi koniec belki, obejmujący tuleję oraz pręt pozostaje swobodny.

Podczas budowy modeli numerycznych tj. tworzenia węzłów siatki generowania elementów skończonych zapewniono dokładne połączenie węzłów poszczególnych elementów składowych modelu. Liczba wygenerowanych elementów skończonych oraz wybór odpowiedniego typu elementu skończonego uwzględniały osiągnięcie przez model numeryczny odpowiedniego poziomu zbieżności. Na rys. 3 przedstawiono zbieżność przykładowego modelu numerycznego (POM-Cmosiądz) dla pierwszej częstotliwości własnej, w funkcji liczby elementów skończonych,

dla liniowej funkcji kształtu. W obliczeniach użyto przestrzennego elementu skończonego o linowej funkcji kształtu, posiadającego 8 węzłów. Każdy z nich dysponował trzema translacyjnymi stopniami swobody. Poziom dyskretyzacji w symulacjach numerycznych pozostawał na poziomie ok. 700 000 elementów skończonych.



Rys. 2. Geometria z różnymi wariantami uszkodzeń.



Rys. 3. Zbieżność modelu numerycznego.

Pobudzenie układu do drgań odbywa sie poprzez wymuszenie siłą harmoniczną $\mathbf{R}(t)$ o amplitudzie 300 N, przyłożoną w połowie długości belki. Do pobudzenia układu wykorzystano częstotliwości z przedziału 0 Hz -1000 Hz z krokiem 10 Hz. Miejsce przyłożenia wymuszenia i rejestracji sygnału przyśpieszeń zaznaczono na rys. 4.



i rejestracji przyśpieszeń $\ddot{\mathbf{U}}(t)$.

2.3. Model matematyczny

Punkt wyjścia opisu dynamiki struktury rozważnego układu stanowi model sprężystego ośrodka ciągłego, którego równanie ruchu po dyskretyzacji za pomocą metody elementów skończonych przyjmuje postać, [10]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{R}(\mathbf{t}) \tag{2}$$

gdzie:

M - macierz mas,

C - macierz tłumienia,

K - macierz sztywności,

 $\mathbf{R}(t)$ - wektor sił zewnętrznych,

- U wektor przemieszczeń węzłowych,
- Ú wektor prędkości węzłowych,
- Ü wektor przyśpieszeń węzłowych.

Macierze M,C, K mają wymiar określony przez ilość stopni swobody systemu i są macierzami kwadratowymi. Załóżmy następującą transformację wektora przemieszczeń do bazy przemieszczeń uogólnionych:

$$\mathbf{U}(t) = \mathbf{\Phi} \mathbf{X}(t) \tag{3}$$

gdzie:

 $\mathbf{X}(t)$ kolumnowy wektor przemieszczeń uogólnionych rozmiaru n, zależnych od czasu: $\begin{bmatrix} r(t) \end{bmatrix}$

$$\mathbf{X}(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{bmatrix},$$

 Φ - macierz transformacji wymiaru n x n, niezależna od czasu zawierająca zbiór rozwiązań w postaci wektorów własnych:

$$\mathbf{\Phi} = \left[\mathbf{\phi}_1, \mathbf{\phi}_2, \dots, \mathbf{\phi}_{n-1}, \mathbf{\phi}_n\right] \tag{4}$$

W praktyce wykorzystuje się macierz Φ uzyskaną z rozwiązania przemieszczeniowego zagadnienia drgań swobodnych struktury, pomijając siły tłumienia, tj.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{0}.$$
 (5)

Równanie (5) może być przekształcone do postaci standardowego zagadnienia własnego zakładając, że istnieje \mathbf{M}^{-1} a $\boldsymbol{\omega}$ i $\boldsymbol{\Phi}$ są częstościami i wektorami postaci drgań własnych układów.

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})\mathbf{\varphi} = \mathbf{0} \Rightarrow (\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{I})\mathbf{\varphi} = \mathbf{0} \quad (6)$$
gdzie:

$$\mathbf{K}\mathbf{M}^{-1} = \mathbf{A}$$
$$\omega^2 = \lambda$$

Równanie (6) może być zapisane w postaci:

$$(\mathbf{A} - \lambda \mathbf{I})\boldsymbol{\varphi} = \mathbf{0} \tag{7}$$

Rozwiązaniem powyższego równania jest zbiór par częstości oraz postaci drgań własnych: $(\omega_1^2, \boldsymbol{\varphi}_1), (\omega_2^2, \boldsymbol{\varphi}_2), \dots, (\omega_n^2, \boldsymbol{\varphi}_n)$ gdzie wektory $\boldsymbol{\varphi}_i$ są wzajemnie M-ortonormalne, tzn.

$$\mathbf{\phi}_{\mathbf{i}} \mathbf{M} \mathbf{\phi}_{\mathbf{j}} \begin{cases} = 1 & i = j \\ = 0 & i \neq j \end{cases}$$

Z podstawienia powyższego do początkowego równania (2) wnika:

$$\ddot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{\Phi}^{\mathrm{T}} \mathbf{C} \mathbf{\Phi} \dot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{\Phi}^{\mathrm{T}} \mathbf{K} \mathbf{\Phi} \mathbf{X}(t) = \mathbf{\Phi}^{\mathrm{T}} \mathbf{R}(t)$$
(8)

Warunki początkowo-brzegowe mogą być zapisane w następujący sposób korzystając z ortonormalności macierzy mas:

$$\mathbf{X}^{0} = \mathbf{\Phi}^{T} \mathbf{M} \ \mathbf{U}^{0} \tag{9}$$

$$\dot{\mathbf{X}}^{0} = \mathbf{\Phi}^{T} \mathbf{M} \ \dot{\mathbf{U}}^{0} . \tag{10}$$

Zakładając brak tłumienia w układzie oraz periodyczną siłę wymuszającą równanie (8) może być zapisane w postaci:

$$\ddot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{\Omega}^2 \mathbf{X}(t) = \mathbf{r} \sin \hat{\omega} t \qquad (11)$$

gdzie:

r - wektor wymuszeń,

 $\hat{\omega}$ - częstotliwość wymuszeń,

z następującymi warunkami początkowobrzegowymi:

$$\mathbf{x}(t)\Big|_{t=0} = \mathbf{\Phi}_i^T \mathbf{M} \ \mathbf{U}^0 \tag{12}$$

$$\dot{x}(t)\Big|_{t=0} = \mathbf{\Phi}_{i}^{T}\mathbf{M} \ \dot{\mathbf{U}}^{0} . \tag{13}$$

Całkowite przemieszczenia węzłowe mogą być zapisane w następujący sposób:

$$\mathbf{U}(t) = \sum_{i=1}^{n} \boldsymbol{\varphi}_{i} x_{i}(t) . \tag{14}$$

3. BADANIA EKSPERYMENTALNE

3.1. Geometria i właściwości układów

W badaniach eksperymentalnych przeprowadzono testy modelowanych wyżej układów zastępczych, rys. 5.



Rys. 5. Zastępcze układy tulejowoprętowe; od lewej: układ aluminium-POM-C-mosiądz oraz POM-C-mosiądz.

Właściwości materiałów, zamocowanie układów, rodzaj pobudzenia i rejestracji sygnału były tożsame z przyjętym modelem w obliczeniach numerycznych.

3.2. Układ i sprzęt pomiarowy

Układ pomiarowy zastosowany w badaniach eksperymentalnych składa się z dwóch zasadniczych części. Część, która odpowiada za rejestrację sygnału drganiowego zbudowana jest z rejestratoramiernika drgań Svan 912, przystawki pomiarowejprzedwzmacniacza Svan oraz przetworników drgań: trójosiowego Dytran 3023M2 i jednoosiowego Wilcoxon Research Model 786D. Drugą część stanowi układ odpowiedzialny za pobudzenie układu do drgań, który zbudowany jest z następujących elementów: generatora sygnału drganiowego Svan 401, wzmacniacza sygnału LV 102 oraz wzbudnika elektromagnetycznego VEB 11075. Widok elementów układu pomiarowego został przedstawiony na rys. 6 i rys. 7.



Rys. 6. Widok układu pomiarowego.



Rys. 7. Widok rozmieszczenia przetworników drgań i połączenia układu badanego do wzbudnicy.

Rejestrowane były sygnały drganiowe w postaci przyśpieszeń drgań mierzonych za pomoca przetworników drgań. Miernik umożliwiał rejestrację sygnałów pochodzących z czterech kanałów jednocześnie w maksymalnym czasie 0,3 s i z liczbą próbek dla tego przedziału czasu 1024. Maksymalna częstotliwość wynoszącą rejestrowanego sygnału dla takiej liczby próbek wynosiła więc poniżej 1400Hz. Dodatkowo miernik umożliwiał dokonanie pomiaru poziomu drgań (amplitudy przyśpieszeń) co zostało wykonane dla częstotliwości rezonansowych badanych układów.

Wykorzystane przetworniki drgań mierzyły przyśpieszenia w zakresie częstotliwości pomiarowych 2 Hz - 10 000 Hz (trójosiowy); 0,5 Hz - 14 000 Hz (jednoosiowy).

W pierwszej fazie badań eksperymentalnych oceniono przydatność poszczególnych sygnałów drganiowych pochodzących z różnych czujników, biorąc pod uwagę wartość amplitudy mierzonego sygnału. Na podstawie obserwacji zmian amplitudy stwierdzono zasadność rejestracji jedynie sygnału pochodzącego z czujnika trójosiowego z kierunku równoległego do pobudzenia.

W eksperymencie zastosowano stałe połączenie wzbudnicy i badanego układu poprzez łącznik. Miało to na celu zapewnienie ciągłego przekazywania sygnału harmonicznego pobudzania do układu i ewentualne wyeliminowanie impulsowych pobudzeń w przypadku okresowej utraty kontaktu pomiędzy elementem pobudzającym a układem badanym.

Do pobudzenia układu do drgań użyto harmonicznego sygnału sinusoidalnego o częstotliwości od 10 Hz do 1000 Hz z krokiem 10 Hz generowanego poprzez wzbudnicę drgań połączoną w sposób ciągły z układem badanym w połowie długości dłuższego pręta. Na końcu pręta, którego mosiężnego zadaniem było modelowanie zachowania się implantu w kości, zamontowano 3-osiowy czujnik drgań, mierzący przyśpieszenia drgań. Drugi czujnik drgań zamocowany został w miejscu pobudzenia układu i dane z tego czujnika służyły to kontroli częstotliwości pobudzania, przeprowadzanej w czasie rzeczywistym za pomocą analizy FFT dostępnej w urządzeniu pomiarowym. Czujnik ten użyto również do lokalizacji węzłów postaci drgań.

4. WYNIKI

4.1. Wyniki badań numerycznych

badań numervcznvch Wvniki stanowia częstotliwości i postacie drgań własnych uzyskane na podstawie rozwiązania zagadnienia własnego, rys. 8, rys. 12, oraz odpowiedź dynamiczna układu w postaci zależności amplitudy przyśpieszeń drgań funkcji częstotliwości w częstotliwości pobudzenia, rys. 9-11, rys. 13-15. Na podstawie przeprowadzonej analizy modelu aluminium-POM-C-mosiadz zidentyfikowano częstotliwości rezonansowe układów w przedziale 0 Hz -1000 Hz. Dla układu bez uszkodzenia (D=0%) wynosiły one odpowiednio: 102 Hz, 635 Hz. W układzie z uszkodzeniem (D=25%) stwierdzono następujące częstotliwości własne: 103 Hz, 576 Hz, 983 Hz. W układzie z uszkodzeniem (D= 75%) wynosiły one w kolejności: 101 Hz, 266 Hz, 791 Hz. Analizujac model POM-C-mosiadz ustalono następujące częstotliwości własne w zakresie 0 Hz - 1000 Hz. Dla układu bez uszkodzenia (D=0%) wynosiły one odpowiednio: 24 Hz, 178 Hz, 508 Hz, 962 Hz. W układzie z uszkodzeniem (D=25%) stwierdzono następujące częstotliwości własne: 24 Hz, 178 Hz, 498 Hz, 892 Hz. W układzie z uszkodzeniem (D= 75%) wynosiły one w kolejności: 25 Hz, 172 Hz, 309 Hz, 539 Hz, 972 Hz. Podkreślić należy, iż obserwacji podlegały wyłącznie te częstości własne, które występują w układach bez uszkodzenia i które traktowane są jako wartości odniesienia.

Biorac pod uwagę rolę uszkodzenia poszczególnych układach można zauważyć następującą ewolucję poszczególnych częstotliwości własnych. Dla modelu aluminium-POM-C-mosiądz pierwsza częstotliwość własna zmienia sie nieznacząco: 102 Hz, 103 Hz, 101 Hz. Druga częstotliwość istotnie zmniejsza się: 635 Hz, 575 Hz, 266 Hz. W modelu POMC-Mosiądz pierwsza częstotliwość nie zmieniła się. Druga częstotliwość nieznacząco ewoluuje: 177 Hz, 178 Hz, 172 Hz. Trzecia częstotliwość zmniejsza się nastepujaco: 508 Hz, 498 Hz, 309 Hz. Czwarta częstotliwość również zmniejsza się w następujący sposób: 962 Hz, 892 Hz, 539 Hz. W części numerycznej badań zmiany częstotliwości obliczone

na podstawie rozwiązania zagadnienia własnego w całości odpowiadają zmianom przedstawionym w analizach widmowych na podstawie teoretycznej analizy modalnej.

4.2. Wyniki badań eksperymentalnych

W badaniach eksperymentalnych wyznaczono amplitudy drgań podczas pobudzania układu częstotliwościami z przedziału 0 – 1000 Hz. Wielkościami mierzalnymi były amplitudy przyśpieszeń drgań rejestrowane w kierunku pobudzenia układu z krokiem częstotliwości 1 Hz. Sygnały rejestrowane w dziedzinie czasu były analizowane z pomocą szybkiej transformaty Fouriera, wyniki natomiast przedstawiono na rys. 16-21.

Z analizy przedstawionych rezultatów wynika, że w układzie bez uszkodzenia (D=0%) czestotliwości drgań własnych o postaciach zginających wynosiły odpowiednio dla modelu aluminium-POM-Cmosiądz: 89 Hz, 426 Hz oraz dla modelu POM-Cmosiądz: 26 Hz, 150 Hz, 502 Hz, 990 Hz. W układzie z uszkodzeniem (D=25%) wartości te wynosiły odpowiednio dla modelu aluminium-POM-C-mosiądz: 89 Hz, 403 Hz oraz POM-Cmosiądz: 25 Hz, 147 Hz, 460 Hz, 920 Hz. W układzie z uszkodzeniem D=75% wartości częstotliwości drgań własnych wynosiły odpowiednio dla modelu aluminium-POM-Cmosiądz: 82 Hz, 147 Hz, 447 Hz oraz POM-Cmosiadz: 24 Hz, 132 Hz, 270 Hz, 470 Hz.

5. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań numerycznych eksperymentalnych dla i przestawionych zastępczych modeli połaczenia kości i implantuj oraz w ramach przyjętego modelu utraty spójności stwierdzono istotne zmiany w widmie częstotliwości drgań własnych w miarę utraty spójności elementów wzrostu reprezentujących kość i implant.

Biorąc pod uwagę układ aluminium-POM-Cmosiądz oraz analizowany przedział częstotliwości 0 Hz - 1000 Hz stwierdzono występowanie dwóch częstotliwości rezonansowych. Mając na uwadze monitorowanie odspajania za pomocą obserwacji zmian w widmie drgań dla tego układu, reprezentowanego przez wymienione wcześniej materiały istotna okazała się druga częstotliwość własna. Podkreślić należy, iż pierwsza częstotliwość własna, w tym przypadku, nie uległa zmianom w miarę wzrostu uszkodzenia. Analizując drugi układ POM-C-mosiądz stwierdzono w przedziale 0 Hz - 1000 Hz aż cztery częstotliwości rezonansowe. Jednakże tylko dwie z nich, trzecia i czwarta, wykazywały istotne zminy w miarę wzrostu odspajania w układzie kości-implant. Wynika z tego, iż kryterium wyboru czestotliwości własnych najlepiej drgań opisujace jakość połączenia elementów reprezentujących kość oraz implant silnie zależy od stałych sprężystych oraz gęstości materiałów opisujących poszczególne elementy.

Dzięki obserwacji postaci drgań na podstawie wektorów drgań własnych rozwiązania numerycznego oraz lokalizacji węzłów drgań w modelu eksperymentalnym stwierdzono, iż istotnym parametrem przy ocenie przydatności diagnostycznej metody drganiowej było położenie miejsca czujnika odbioru drgań. Związanie czujnika z miejscem, w którym występują relatywnie duże amplitudy obserwowanego parametru drgań, we wszystkich analizowanych postaciach może istotnie wpłynąć na zwiększenie skuteczności wykrywania osłabienia połączenia.

Biorąc pod uwagę układ POM-C-mosiądz oraz ewolucję czwartej postaci drgań rejestrowanej w punkcie związanym z powierzchnią czołową mosiężnego pręta (miejsce zamocowania czujnika pomiarowego) obserwujemy znaczny spadek



Nr kolejnej częstotliwości własnej

Rys. 8. Częstotliwości i postacie drgań własnych dla modelu aluminium-POM-C-mosiądz w funkcji odspajania.



Rys. 9. Widmo sygnału drganiowego dla układu zastępczego aluminium-POM-C-mosiądz w funkcji częstotliwości pobudzeń oraz częstotliwości odpowiedzi układu, (D=0 %).



Rys. 10. Widmo sygnału drganiowego dla układu zastępczego aluminium-POM-C-mosiądz w funkcji częstotliwości pobudzeń oraz częstotliwości odpowiedzi układu, (D=25 %).







Rys. 12. Częstotliwości i postacie drgań własnych dla modelu POM-C-mosiądz w funkcji odspajania.



Rys. 13. Widmo sygnału drganiowego dla układu zastępczego POM-C-mosiądz w funkcji częstotliwości pobudzeń oraz częstotliwości odpowiedzi układu, (D=0 %).

amplitudy przyśpieszeń drgań przy przejściu od uszkodzenia D=25% do D=0,75%. W skrajnych przypadkach może to prowadzić do sytuacji, w których częstotliwość wybranej postaci nie będzie widoczna w widmie drgań na tle innych częstotliwości. Przy porównaniu częstotliwości drgań własnych uzyskanych na podstawie symulacji numerycznych oraz badań eksperymentalnych stwierdzić można niższą wartość tych częstotliwości z eksperymentu.

Spowodowane mogło to być sprzężeniem masowym wzbudnicy i układu badanego, co nie

zostało uwzględnione w badaniach numerycznych. Jednakże w wyniku przeprowadzonych testów zarówno numerycznych jak i eksperymentalnych obserwowano jakościowo podobny charakter zmian widma biorąc pod uwagę odspajanie implantu od kości.

Pomimo, że w badaniach uwzględniono tylko jeden z możliwych sposobów odspajania w ramach zaproponowanych modeli, stwierdzono czułość tej metody wibracyjnej na wykrywanie uszkodzeń typu odspajanie. Mając na uwadze powyższe oraz zadania wibroakustyki zdefiniowane w pracy [11], które między innymi nakierowane są na rozwój badań nieniszczących stosowanych także do zagadnie biomedycznych stwierdzić potrzebę można rozwijania narzędzi wibroakustycznych, jako alternatywnych do dotychczas stosowanych, skierowanych na monitorowanie stanu implantów.



Rys. 14. Widmo sygnału drganiowego dla układu zastępczego POM-C-mosiądz w funkcji częstotliwości pobudzeń oraz częstotliwości odpowiedzi układu, (D=25 %).



Rys. 15. Widmo sygnału drganiowego dla układu zastępczego POM-C-mosiądz w funkcji częstotliwości pobudzeń oraz częstotliwości odpowiedzi układu, (D=75 %).



Rys. 16. Widmo sygnału drganiowego dla układu zastępczego aluminium-POM-C-mosiądz w funkcji częstotliwości pobudzeń oraz częstotliwości odpowiedzi układu, (D=0 %).



Rys. 17. Widmo sygnału drganiowego dla układu zastępczego aluminium-POM-C-mosiądz w funkcji częstotliwości pobudzeń oraz częstotliwości odpowiedzi układu, (D=25 %).



Rys. 18. Widmo sygnału drganiowego dla układu zastępczego aluminium-POM-C-mosiądz w funkcji częstotliwości pobudzeń oraz częstotliwości odpowiedzi układu, (D=75 %).



Rys. 19. Widmo sygnału drganiowego dla układu zastępczego POM-C-mosiądz w funkcji częstotliwości pobudzeń oraz częstotliwości odpowiedzi układu, (D=0 %).

PODZIĘKOWANIA

Badania numeryczne przeprowadzone zostały w HRLS Stuttgart w ramach Grantu High Performance Computing Europe, którego opiekunem był Prof. Dr. Ing. Wolfgang Ehlers, Institut für Mechanik (Bauwesen) Universität Stuttgart. Część eksperymentalną pracy zrealizowano w Katedrze Mechaniki i Techniki Cieplnej Wydziału Mechanicznego UTP Bydgoszcz, dzięki uprzejmości Dziekana Wydziału Pana dra hab. inż. Henryka Holki, prof. UTP.



Rys. 20. Widmo sygnału drganiowego dla układu zastępczego POM-C-mosiądz w funkcji częstotliwości pobudzeń oraz częstotliwości odpowiedzi układu, (D=25 %).



Rys. 21. Widmo sygnału drganiowego dla układu zastępczego POM-C-mosiądz w funkcji częstotliwości pobudzeń oraz częstotliwości odpowiedzi układu, (D=75 %).

LITERATURA

- Keener J. D., Callaghan J. J.: Twenty-Five-Year Results After Charnley Total Arthroplasty In Patients Less Then Fifty Years Old, Journal of Bone and Joint Surgery, 2003, 85, A6, pp. 1066-1072.
- [2] Zilkens K. W., Wicke A, Zilkens J, Bull U.: Nuclear imaging in loosening of hip endoprostheses, Z. Orthop. Ihre Grenzgeb., 1998, 135, pp. 9–43.
- [3] Lieberman J. R., Huo M. H., Schneider R., Salvati E. A, Rodi S.: Evaluation of painful hip arthroplasties. Are technetium bone scans necessary?. Journal of Bone and Joint Surgery, 1993, 75B, pp. 475–478.
- [4] Phillips W. C., Kattapuram S. V.: Prosthetic hip replacements: plain filmsand arthography for component loosening, American Journal of Radiology, 1982, 138, pp. 677–682.
- [5] O'Neill D. A, Harris W. H.: Failed total hip replacement assessment by plain radiographs, arthrograms and aspiration of the hip joint, Journal of Bone and Joint Surgery, 1984 66A, pp. 540–546.

- [6] Georgiou A. P., Cunningham J. L.: Accurate diagnosis of hip prosthesis loosening using a vibrational technique, Clinical Biomechanics, 2001, 16(4), pp. 315-323.
- [7] Li P. L. S., Jones N., B., Gregg P. J. L.: Loosening of total hip arthroplasty, Journal of Bone and Joint Surgery, 1995, 77, pp. 217-228.
- [8] Li P. L. S., Jones N. B., Gregg P. J. L.: Vibration analysis in detection of total hip prosthetic loosenig, Medical Engineering and Phisics, 1996, 18, pp. 596-600.
- [9] Rosenstein A. D., McCoy G. F., Cunningham J. L., McLardy-Smith P. D., Bulstrode C. J., Turner-Smith A. R.: *The differentiation of loose and securefemoral implants in total hip replacement using a vibrational technique*, Proc. Inst. Mech. Eng., 1989, 203, pp. 77–81.
- [10] Bathe K.: *Finie Element Procedures*, Prentice Hall, New Jersey, 1996.
- [11] Engel Z., Cempel C.: Vibroacoustics and its place in science, Bulletin of Polish Academy of Sciences. Tch. Sc., 2001, Vol. 49, pp. 185-198.

LOKALIZACJA USZKODZENIA Z ZASTOSOWANIEM FILTRACJI MODALNEJ – WERYFIKACJA EKSPERYMENTALNA

Krzysztof MENDROK

Akademia Górniczo – Hutnicza, Katedra Robotyki i Mechatroniki Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, fax. 012 634 35 05, e-mail <u>mendrok@agh.edu.pl</u>

Streszczenie

Filtracja modalna ma wiele zastosowań w analizie dynamiki obiektów. Ostatnio w piśmiennictwie naukowym można znaleźć przykłady zastosowania filtracji modalnej do wykrywania uszkodzeń. Filtr modalny służy do rozkładu odpowiedzi układu na składowe związane z kolejnymi współrzędnymi modalnymi. Gdy więc filtrujemy widmowe funkcje przejścia układu, na wyjściu filtru pojawia się charakterystyka z jednym tylko maksimum, związanym z częstotliwością drgań własnych, na którą filtr był nastrojony. Zmiany strukturalne (np. spadek sztywności lub masy związany z uszkodzeniem) powodują pojawienie się dodatkowych pików na charakterystyce wyjściowej filtru. Filtr modalny jest więc świetnym narzędziem do detekcji uszkodzeń o następujących zaletach: niewielkie wymagania obliczeniowe, łatwość automatyzacji, niewrażliwość na zmiany warunków zewnętrznych. Posiada jednak istotną wadę – nie daje informacji o miejscu wystąpienia uszkodzenia. Artykuł przedstawia rozwiązanie, które likwiduje tę wadę. Pokazana metoda jest najpierw sprawdzana na danych symulacyjnych, a następnie na przebiegach zarejestrowanych podczas eksperymentu laboratoryjnego.

Słowa kluczowe: filtr modalny, wykrywanie uszkodzeń, lokalizacja uszkodzeń.

DAMAGE LOCATION WITH USE OF MODAL FILTERING - EXPERIMENTAL VERIFICATION

Summary

Modal filtering has numerous applications in analysis of objects dynamics. Lately in the literature one can find an example of use of modal filtering for damage detection. Modal filter decomposes the system responses into the modal coordinates, and thus, on the output of the filter, one has the frequency response with only one peak corresponding to the natural frequency to which the filter was tuned. Structural modification (e.g. drop of stiffness or mass due to damage) causes appearance of spurious peaks on the output of the modal filter. Modal filter is, therefore, a great indicator of damage detection with such advantages as low computational effort due to data reduction, easiness of automation and lack of sensitivity to environmental changes. It has however one serious fault – it does not provide any information about damage location. The paper presents a solution, that liquidates this disadvantage. Proposed method is first tested on numerical example and than on the data recorded during laboratory experiments.

Keywords: modal filter, damage detection, damage localization.

1. WPROWADZENIE

Jedna Ζ grup metod stosowanych w nieniszczącym wykrywaniu uszkodzeń, są metody oparte o zmiany wielkości związanych z dynamiką badanych obiektów. Główną ideą tych metod jest diagnostyka oparta na modelu, а więc porównywanie parametrów modalnych zidentyfikowanych dla obiektu nieuszkodzonego z tymi odczytywanymi w stanie bieżacym. Różnica w porównywanej wielkości może wskazywać na uszkodzenie [5]. Najlepszym modelem, który można zastosować w opisanym podejściu wydaje się być model modalny, a więc zbiór częstotliwości drgań własnych (CzDW), modalnych współczynników tłumienia i postaci drgań własnych (PDW) opisujących dynamikę badanego obiektu. Model modalny jest stosunkowo prosty do identyfikacji, algorytmom eksploatacyjnej a dzięki analizy modalnej może być estymowany na podstawie jedynie odpowiedzi układu. Cecha ta czyni go bardzo przydatnym w diagnostyce. Jednakże aplikacja modelu modalnego do diagnostyki opartej na modelu ma kilka wad i ograniczeń. Po pierwsze istnieje poważny problem z rozróżnieniem zmian parametrów modalnych wynikających z uszkodzenia od tych spowodowanych zmianami warunków zewnętrznych np. temperatury czy wilgotności. Kolejną trudnością jaką napotyka się w diagnostyce opartej na modelu modalnym jest niemożliwość automatyzacji procedur pełnej wykrywania uszkodzenia. Mimo, że prace nad automatyzację procedur analizy modalnej prowadzone są intensywnie w wielu ośrodkach badawczych, w chwili obecnej nie da się w praktyce uniezależnić jej od ingerencji inżyniera – badacza [7]. Taki stan rzeczy powoduje, że symptomy diagnostyczne w postaci CzDW czy PDW są estymowane okresowo i zależą w pewnym stopniu od subiektywnej oceny badacza przeprowadzającego analizę.

Wszystkie te ograniczenia nie mają znaczenia, gdy do detekcji uszkodzeń zostanie zastosowana filtracja modalna w sposób opisany w [1], [2]. Widmowa funkcja przejścia (WFP) badanego obiektu przefiltrowana filtrem modalnym ma tylko jedno maksimum odpowiadające CzDW, na którą filtr był nastawiony. Gdy w obiekcie wystąpi lokalna zmiana macierzy sztywności czy mas (jest to przeważnie wywołane przez uszkodzenie), filtr modalny przestaje działać i w charakterystyce na jego wyjściu pojawiają się piki odpowiadające innym, niezupełnie odfiltrowanym CzDW. Z drugiej strony globalne zmiany macierzy mas czy wywołane zmianami warunków sztywności zewnętrznych nie zaburzają filtru pracy i charakterystyka na jego wyjściu ma wciąż jeden pik nieznacznie przesunięty W dziedzinie częstotliwości [1]. Takie podejście ma jednak pewną wadę - nie daje informacji na temat lokalizacji uszkodzenia. Wynika to z faktu, że wszystkie WFP badanego obiektu są filtrowane wspólnie i w pewien sposób uśredniane. Możliwe jest jednak zbudowanie filtru modalnego wykorzystującego tylko wybrane punkty pomiarowe. Kolejną istotną informacją jest to, iż PDW są zaburzane na skutek uszkodzenia tylko lokalnie – przynajmniej w początkowej fazie jego rozwoju. Te dwie informacje stwarzają możliwość do lokalizacji uszkodzenia z pewnym przybliżeniem metodą filtracji modalnej. Można to poprzez podział filtrowanych uzyskać charakterystyk na grupy odpowiadające kolejnym obszarom badanego obiektu.

2. WYKRYWANIE USZKODZEŃ PRZY POMOCY FILTRACJI MODALNEJ

Filtr modalny został po raz pierwszy opisany przez Baruha i Maierovitcha w 1983 roku [3]. Zastosowali go do zwalczania zjawiska "spillover", czyli ucieczki strumienia energii przeznaczonej do sterowania drganiami wybranych postaci drgań własnych do innych, wyższych postaci drgań. Filtr modalny służy do rozkładu odpowiedzi układu na składowe związane z poszczególnymi PDW, poprzez transformację ze współrzędnych fizycznych – związanych z siecią punktów pomiarowych – na współrzędne modalne [4].

Dla potrzeb budowy filtru modalnego został zdefiniowany nowy parametr modalny – wzajemny wektor własny. Ma on z definicji taką własność, iż jest prostopadły do wszystkich wektorów modalnych z wyjątkiem tego, który odpowiada CzDW, na którą filtr modalny jest nastawiony. Dzięki temu można, budując macierz wzajemnych wektorów modalnych, dokonać rozkładu odpowiedzi układu na składowe związane z kolejnymi współrzędnymi modalnymi η_r .

$$\eta_r(\omega) = \Psi_n^T \cdot \{x(\omega)\} \tag{1}$$

gdzie: Ψ_p – macierz wzajemnych wektorów modalnych

 $\{x(\omega)\}$ – wektor odpowiedzi układu.

Proces wyznaczania wzajemnych wektorów modalnych rozpoczyna się od założenia, że reszta modalna R_{rpp} ma formę urojoną:

$$R_{rpp} = j \cdot 1 \tag{2}$$

Następnie wyznaczana jest charakterystyka $H_{pp}(j\omega)$ o jednym stopniu swobody:

$$H_{pp}(\omega) = \frac{R_{pp}}{j\omega + \lambda_r} + \frac{R_{pp}^{*}}{j\omega + \lambda_r^{*}}$$
(3)

gdzie: λ_r - *r*-ty biegun układu.

Dla założonego zakresu częstotliwości powyższa WFP jest określana w *k* wartościach:

$$H_{pp}(\omega) = \begin{bmatrix} H_{pp}(\omega_1) & H_{pp}(\omega_2) & \cdots & H_{pp}(\omega_k) \end{bmatrix}^T$$
(4)

Przy założeniu, że podczas eksperymentu wykorzystywano pojedyncze wymuszenie, a odpowiedzi były mierzone w N punktach, macierz pomiarowych WFP ma rozmiar $k \ge N$:

$$H_{kN}(\omega) = \begin{bmatrix} H_{1}(\omega_{1}) & H_{2}(\omega_{1}) & H_{N}(\omega_{1}) \\ H_{1}(\omega_{2}) & H_{2}(\omega_{2}) & H_{N}(\omega_{2}) \\ \vdots & & \\ H_{1}(\omega_{k}) & H_{2}(\omega_{k}) & H_{N}(\omega_{k}) \end{bmatrix}$$
(5)

Macierze WFP wyrażone wzorami (4) i (5) służą do wyliczenia macierzy wzajemnych wektorów modalnych Ψ_p :

$$\Psi_p = H_{kN}^{+} \cdot H_{pp} \tag{6}$$

Gdy uszkodzenie pojawi się w badanym obiekcie, wywołuje to w większości przypadków lokalny spadek sztywności. Zmienia się więc macierz sztywności modelu obiektu i w wyniku rozwiązania zagadnienia własnego [6] zarówno wartości własne (CzDW) jak i wektory własne (PDW) ulegają zmianie. Różnice to powodują, że wzajemne wektory własne wyliczone dla obiektu bez uszkodzenia nie są już ortogonalne do wektorów modalnych i w konsekwencji filtr modalny nie działa poprawnie. Gdy natomiast nastąpi globalna zmiana, którejś z macierzy modelu układu – zmiany takie wynikają najczęściej z różnic w warunkach otoczenia – wektory modalne nie ulegają modyfikacji, jak pokazano w [1] i filtr modalny nadal działa poprawnie.

3. LOKALIZACJA USZKODZEŃ PRZY POMOCY FILTRACJI MODALNEJ

Jak już wcześniej powiedziano wada przedstawionego podejścia jest brak informacji o miejscu uszkodzenia. Ze wzoru (1) wynika, że wszystkie odpowiedzi układu (lub widmowe funkcje przejścia) są filtrowane jednocześnie i na wyjściu filtru pojawia się jedna charakterystyka. Pomysł autora na rozszerzenie działania metody opiera się na fakcie, iż uszkodzenie powoduje w większości przypadków tylko lokalną zmianę kształtu PDW widoczną w najbliższym jego otoczeniu (zgłasza w początkowym jego stadium). Dzięki temu faktowi inne metody wykrywania uszkodzeń oparte o analize kształtu PDW tak dobrze nadają się do ich lokalizacji. Można więc podzielić obiekt na obszary mierzone przy pomocy kilku czujników i budować osobne filtry modalne dla danych pochodzących z tych tylko czujników. W obszarach, gdzie nie ma uszkodzenia, kształt postaci drgań własnych PDW nie zmienia się i na wyjściu filtru modalnego otrzymywane są charakterystyki z jednym maksimum. Gdy rozważana jest grupa czujników z obszaru bliskiego uszkodzeniu, kształt PDW zmienia się i charakterystyki nie są filtrowane idealnie.

Teoria filtru modalnego mówi, że minimalna czujników potrzebna do zbudowania liczba efektywnego filtru modalnego musi być nie mniejsza niż liczba PDW branych do analizy [4]. Gdy zatem ograniczymy pasmo analizy do 2 pierwszych CzDW, teoretycznie możliwe byłoby budowanie filtrów dla obszarów, na których pomiar odbywa się przy pomocy jedynie 2 czujników. Zwiekszyłoby dokładność lokalizacji to uszkodzenia. W praktyce jednak, aby uzyskać skuteczny filtr modalny, przy ograniczeniu pasma do 2 pierwszych CzDW należy zastosować około 4-5 czujników. Dokładność wyznaczenia miejsca uszkodzenia będzie więc mniejsza i będzie silnie zależała od gęstości zastosowanej siatki pomiarowej. Paradoksalnie dokładność wykrywania uszkodzenia będzie odwrotnie proporcjonalna do jego wielkości, ponieważ im większe uszkodzenie tym bardziej rozległy jego wpływ na kształt PDW.

Ponieważ budowa tak dużej liczby filtrów modalnych znacznie zwiększyłaby czas obliczeń, autor zaproponował algorytm, w którym proces lokalizacji uszkodzenia będzie inicjowany dopiero po jego wykryciu. To znaczy najpierw budowany filtr będzie tylko jeden dla wszystkich charakterystyk i dopiero w momencie wykrycia uszkodzenia – pojawienia się dodatkowych maksimów na wyjściu filtru, będą wykonywane dodatkowe analizy. Procedura postępowania przy lokalizacji wykrywaniu uszkodzenia i z zastosowaniem zaproponowanej techniki powinna wyglądać następująco:

- Obliczenia wstępne analiza modalna obiektu, wyznaczenie wzajemnych wektorów modalnych dla obiektu nieuszkodzonego całego i dla obszarów.
- 2. Pomiar charakterystyk układu w stanie bieżącym i ich filtracja.
- 3. W razie wykrycia uszkodzenia w wyniku działania punktu nr 2 procedury, filtracja wybranych grup charakterystyk.

4. WERYFIKACJA SYMULACYJNA PRZEDSTAWIONEJ METODY

Tak sformułowana metoda została następnie sprawdzona z zastosowaniem układu symulacyjnego. Testowany układ symulacyjny miał charakter zbliżony do układu rzeczywistego. Był to model elementów skończonych belki podpartej na obu końcach. Model zbudowany był w środowisku MSC Patran z 20 elementów typu belkowego – 21 węzłów (wirtualnych punktów pomiarowych). Wybrane WFP modelu pokazano na rysunku 1.



Rys. 1. Przykładowe WFP symulowanego układu

Tok postępowanie podczas weryfikacji metody był następujący: rozwiązano zagadnienie własne dla modelu, skonstruowano filtr modalny dla wszystkich czujników i dla grup czujników odpowiadających kolejnym obszarom modelu. Ponieważ dysponowano większą liczbą punktów, obiekt podzielono tak, aby w każdej analizie liczba punktów pozwalała na pełną filtrację (przebieg na wyjściu filtra zawierający tylko 1 pik) po zawężeniu pasma do 2 pierwszych częstotliwości drgań własnych. Minimalna liczba punktów, która pozwoliła to osiągnąć dla opisywanego przypadku wynosiła 5. W następnym etapie przeprowadzono dwie kolejne symulacje z przekrojem poprzecznym elementu nr 17 zmniejszonym o odpowiednio 10 i 30 % - uszkodzenie. WFP uszkodzonych modeli filtrowano modalnie tak jak wskazuje opisywana procedura.

Wyniki filtracji dla wszystkich węzłów oraz kolejnych grup węzłów przed i po uszkodzeniu

zaprezentowano na rysunkach 2 i 3. W tym przykładzie dwie pierwsze grupy czujników nie wskazały uszkodzenia. Kolejna grupa wykazuje, że istnieją różnice w PDW w analizowanym obszarze przed i po uszkodzeniu. Różnice te narastają w grupie czujników bezpośrednio otaczających obszar uszkodzenia – ostatni rysunek.



Rys. 2. Wyniki filtracji modalnej wszystkich WFP układu przed i po uszkodzeniu

Gdyby stosować automatyczną procedurę detekcji uszkodzenia opartą o znajdowanie dodatkowych pików na filtrowanych WFP okazałoby się, że uszkodzenie znajduje się gdzieś pomiędzy czujnikami 11 i 21. Gdyby dodatkowo analizować względną wysokość nieodfiltrowanych pików obszar dałoby się zawęzić do zakresu 16 - 21.

6. WERYFIKACJA EKSPERYMENTALNA

Po weryfikacji pozytywnej symulacyjnej proponowanej metody lokalizacji uszkodzeń, wykonano serię eksperymentów laboratoryjnych w celu sprawdzenia skuteczności działania metody dla danych pochodzących z pomiarów obiektów fizycznych. Obiektem badań była stalowa belka utwierdzona. Podczas eksperymentów zastosowano wymuszenie impulsowe. Mierzono odpowiedzi obiektu w postaci przyspieszeń drgań w 11 punktach pomiarowych, równo rozmieszczonych na długości obiektu. Punkty numerowano od utwierdzenia kolejno od do 11. Zdjęcie stanowiska 1 pokazano rysunku pomiarowego na 4. Przeprowadzono 3 eksperymenty modalne przy identycznych warunkach zewnętrznych i bez przemieszczania czujników. Mierzono jednocześnie wszystkie 11 odpowiedzi i nie zdejmowano czujników pomiędzy eksperymentami, gdyż nawet najmniejsza zmiana położenia czujników mogłaby zaburzyć działanie metody.



Rys. 3. Wyniki filtracji modalnej kolejnych grup WFP układu przed i po uszkodzeniu



Rys. 4. Stanowisko do badań eksperymentalnych

Przeprowadzono trzy testy modalne, pierwszy na belce bez uszkodzenia. Następnie wykonano nacięcie pomiędzy punktami pomiarowymi 2 i 3 o wielkości odpowiadającej 10 % i 30 % przekroju poprzecznego belki. Dla obu poziomów uszkodzenia przeprowadzono kolejne pomiary. W trakcie eksperymentów rejestrowano WFP obiektu w formie wymuszającą, inertancji pomiędzy siłą a odpowiedziami w kolejnych punktach obiektu. Dla dla danych zarejestrowanych obiektu bez uszkodzenia przeprowadzono analizę modalną i wyznaczono wzajemne wektory własne współczynniki filtru modalnego dla danych z wszystkich czujników. Nastepnie filtrowano modalnie zestawy charakterystyk z kolejnych filtracji eksperymentów. Wyniki modalnej WFP wszystkich obiektu nieuszkodzonego i w kolejnych fazach uszkodzenia pokazano na rysunku 5. Ponieważ charakterystyki eksperymentalne zawierają więcej maksimów niż tylko te związane z PDW obiektu badań, w praktyce analizuje sie jedynie powstawanie, czy też wzrost pików w rejonach kolejnych CzDW obiektu. Dlatego też na rysunku 5 pokazano jedynie otoczenie 4 i 5 CzDW belki. Wyniki pokazane na rysunku 5 potwierdzają wysoką czułość metody. Już 10 % uszkodzenia wyraźnie wpływa na wynik filtracji modalnej.



Rys. 5. Wyniki filtracji modalnej dla obiektu w kolejnych fazach uszkodzenia – wszystkie WFP

W kolejnym kroku podzielono belkę na 3 obszary w celu przybliżonej lokalizacji uszkodzenia. Każdy z obszarów zawierał 5 punktów pomiarowych. Z uwagi na fakt, że dysponowano jedynie 11 punktami konieczne było nakładkowanie. Dla każdej z grup punktów zbudowano filtr modalny i filtrowano nim WFP obiektu w kolejnych fazach uszkodzenia. Zakres częstotliwości dla filtrowanych WFP ograniczono do 100 Hz, czyli tak aby zawierały tylko dwie pierwsze CzDW belki. Wyniki przeprowadzonej filtracji pokazano na rysunku 6.

Pokazane na rysunku 6 wyniki filtracji modalnej WFP dla kolejnych grup punktów pomiarowych, potwierdzają poprawność działania procedury lokalizacji miejsca uszkodzenia. Dla grupy punktów zawierających uszkodzenie (zlokalizowane pomiędzy punktami 2 i 3) wyraźnie widać niedoskonałość filtracji modalnej już dla 10 % uszkodzenia pojawienie się piku na charakterystyce w okolicy 80 Hz - druga CzDW belki (górny rysunek). Natomiast dla grup punktów nie zawierających uszkodzenia pik ten w zasadzie się nie pojawia.



90

Rys. 6. Wyniki filtracji modalnej dla obiektu w kolejnych fazach uszkodzenia – kolejne grupy WFP

5. WNIOSKI KOŃCOWE

Zaproponowana metoda lokalizacji uszkodzeń poprzez filtrację modalną została dwukrotnie zweryfikowana najpierw przy pomocy danych symulacyjnych, a następnie z zastosowaniem danych eksperymentalnych. Obie próby zostały zakończone powodzeniem. Symulowane uszkodzenie zostało wykryte i zlokalizowane z dokładnością do kilku punktów pomiarowych. W dalszych pracach należałoby zastanowić jak skutecznie się wykorzystać wysokość względną fałszywych pików do bardziej dokładnego wykrywania i lokalizacji uszkodzeń.

PODZIĘKOWANIE

Praca została wykonana w ramach Projektu Badawczego Rozwojowego R0301502 "System monitorowania i diagnostyki konstrukcji o wysokim poziomie ryzyka awarii" i sfinansowana przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

LITERATURA

- Mendrok K., Uhl T.: Application of modal filter for damage detection. Proceedings of III ECCOMAS Thematic Conference on smart structures and materials, Gdansk, Poland, 2007.
- [2] Deraemaeker A., Preumont A.: Vibration based damage detection using large array sensors and spatial filters, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 20, Issue 7, 1615-1630. 2006.
- [3] Meirovitch L., Baruh H.: Control of self-adjoint distributed parameter system, Journal of Guidance Control and Dynamics, 8 (6), 60-66., 1982.
- [4] Zhang Q., Allemang, R. J., Brown, D. L.: Modal Filter: Concept and Applications, Proceedings of International Modal Analysis Conference, pp. 487-496., 1990.
- [5] Mendrok K., Uhl T.: Overview of modal model based damage detection methods, Proceedings of 2004 ISMA, Leuven, Belgium., 2004.
- [6] Uhl T.: Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych, WNT, Warszawa, 1997.
- [7] Lisowski W.: *Wybrane problemy automatyzacji eksperymentalnej analizy modalnej*, Wydawnictwa AGH, Kraków, 2006.

Dr Krzysztof inż. MENDROK, jest adjunktem w Katedrze Robotyki i Dyna-Maszyn, miki 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 i identyfikacji sił. Jest autorem prac podejmujących tę tematykę

DIAGNOZOWANIE STANU EKSPLOATOWANYCH ŁOPATEK TURBINY GAZOWEJ

Józef BŁACHNIO*, Mariusz BOGDAN**

*Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych, ul. Księcia Bolesława 6 01-494 Warszawa, jozef.blachnio@itwl.pl

**Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, Katedra Automatyki i Robotyki ul. Wiejska 45c, 15-351 Białystok, <u>marbog@doktoranci.edu.pl</u>

Streszczenie

W artykule przedstawiono wybrane aspekty diagnostyki turbiny gazowej pod kątem oceny stanu łopatek pracujących w środowisku spalin. Zaprezentowano wyniki opracowywanej metody oceny stanu łopatek turbiny gazowej na podstawie przetwarzania i analizy obrazów ich powierzchni. Poruszono, także problematykę akwizycji obrazów za pomocą detektora światłoczułego – matrycy CCD w oparciu o fizyczne podstawy detekcji i rejestracji obrazów w zakresie widzialnym fali elektromagnetycznej.

Za pomocą mikroskopu skaningowego, na zgładach metalograficznych, obserwowano mikrostrukturę superstopów (żarowytrzymałych i żaroodpornych). Dzięki czemu uzyskano dokładną informację dotyczącą zmian strukturalnych zarówno warstwy wierzchniej jaki i rdzenia łopatek powstałych w czasie eksploatacji. Na podstawie określonych związków i zależności pomiędzy zmianą barwy powierzchni łopatki turbiny gazowej, a zmianą mikrostruktury jej materiału, wskutek oddziaływania czynnika roboczego o wysokiej (nadkrytycznej) temperaturze możliwe będzie zwiększenie czułości i niezawodności diagnozowania stanu badanego obiektu technicznego. Ponadto przedstawiono metodę skanowania zarejestrowanych obrazów powierzchni łopatek eksploatowanych pod kątem określenia wielkości obszaru przegrzanego.

Słowa kluczowe: łopatka turbiny gazowej, superstopy, matryca CCD, obraz cyfrowy.

DIAGNOSING OF CONDITION OF OPERATING GAS-TURBINE BLADES

Summary

In this article presented are aspects chosen of diagnostics of gas turbine from the point of view of evaluation of condition of working blades, working in specified environment. Presented are results of the prepared method of the evaluation of turbine blade condition on the grounds of processing and analysis of images of their surface. In addition, raised is the problem of data acquisition with the use of photoelectric light sensor (matrix CCD) by showing the physical basis of detection and recording images in a visible range of electromagnetic wave.

The microstructure of superalloys (high-temperaturecreep resisting and heat-resisting alloys) was tested on the special preparation of metallographic with the aid of scanning microscope. Thanks to these investigations, accurate information about microstructure changes of surface layer as well as core blade during operating process, was obtained. Change of colour of blade turbine surface and change of microstructure of its material, as a result of working factor such as high temperature (supercritical temperature) it would be possible to increase sensitivity and reliability of diagnostics of operational state of tested technical object. Moreover, the method of surface scanning of recorded images of turbine operational blades with a view to evaluation of overheated area was presented.

Key words: gas-turbine blades, superalloys, CCD matrix, digital image.

1. ISTOTA PODJĘTEGO PROBLEMU DIAGNOSTYCZNEGO

Turbiny gazowe zamieniają energię cieplną spalin powstających w energię mechaniczną. Elektrownie gazowe powstałe na bazie turbin gazowych mogą nawet zawierać zestawy kilku turbin gazowych. Rola ich jest nie do przecenienia i nie ogranicza się tylko do energetyki, turbiny gazowe występują także w tak ważnej dziedzinie gospodarki jak transport: wodny (oceaniczny, morski, rzeczny), lądowy (drogowy, kolejowy); powietrzny (silnik turbowentylatorowy, turbośmigłowy, turboodrzutowy, śmigłowcowy). Turbiny gazowe mają również zastosowanie: w pojazdach wojskowych (lądowych, wodnych,

powietrznych), w urządzeniach pomocniczych: turbosprężarkach doładowujących silnik tłokowy, rozrusznikach głównych silników lotniczych [1]. Obecnie ocene stanu lopatek turbiny gazowej poddanych obciążeniom cieplnym dokonuje się w procesie eksploatacji metodą wizualną na podstawie ich obrazów powierzchni i porównanie tego obrazu z wzorcowymi powierzchniami łopatek. Takie kryteria oceny stanu są bardzo subiektywne, gdyż zależą od wiedzy i stanu wzroku diagnosty. Weryfikację decyzji diagnosty realizuje się metodą niszczącą prowadząc badania metalograficzne. Jak dotąd nie opracowano nieniszczącej metody badań stopnia przegrzania materiału łopatek opartej na podstawie obiektywnych kryteriów. Problem wiarygodnej oceny stanu łopatek turbiny gazowej wydaje się być zatem w pełni uzasadniony. Opracowanie nieniszczącej metody diagnostycznej elementu maszyny przyczyni tego się do poprawienia niezawodności działania turbin gazowych. W celu zobiektyzowania oceny stanu łopatek w artykule zaproponowaną metodę skanowania pozyskanych obrazów ich powierzchni kątem określenia wielkości obszaru pod przegrzanego [2-6].

Współczesne metody przetwarzania i analizy obrazów znalazły szerokie zastosowanie w szeroko pojętej diagnostyce technicznej [6-9]. Obraz w naszym przypadku opisuje stan danej powierzchni (stopień przegrzania). Informacja o stanie powierzchni zapisywana jest w postaci obrazów cyfrowych i postrzegana jest jako zmiana luminacji (jasności) i chrominancji (barwy) docierającej do urządzenia rejestrującego - układu optycznego wraz z detektorem światłoczułym (matrycą CCD). Dane w postaci obrazów cyfrowych skorelowano z wynikami badań metalograficznych.

2. AKWIZYCJA OBRAZÓW ZA POMOCĄ MATRYCY CCD

Powierzchnia łopatki rozpoznawana jest przez detektor światłoczuły (matryce CCD wraz z układem optyczny) dzięki światłu odbitemu reemitowanego z jej powierzchni (wtórne źródło światła). Dzięki czemu możliwa jest pośrednia metoda rozpoznania badanego obiektu poprzez przetwarzanie i analizę danych pozyskiwanych w postaci obrazów cyfrowych. Strumień świetlny padający na powierzchnię metlową jest w bardzo małej części pochłonięty. Większość (90-95%) światła jest ponownie emitowana z powierzchni w postaci światła widzialnego o takiej samej długości fali jak światło padające. Pozostałe 5-10% energii rozproszone jest w postaci ciepła (zgodnie z zasadą zachowania energii). Budowa chemiczna materii pokrywającej powierzchnię obiektów metalowych decyduje o wygaszaniu poszczególnych długości fal W widmie promieniowania oświetlającego dany obiekt, a mieszanina światła selektywnie odbitego od danej powierzchni decyduje o jej zabarwieniu (niektóre metale mogą mieć barwę wskutek selektywnego odbicia światła – złoto, miedź). W celu scharakteryzowania właściwości spektralnej badanej powierzchni można posłużyć się wykresem zależności widmowego współczynnika luminancji w funkcji długości fali (krzywa zdolności odbijającej).

Matryca CCD jest światłoczułym detektorem (fotodetektorem). W pewnym uproszczeniu, można powiedzieć, że zbudowana jest z pikseli z których każdy jest częścią składową rejestrowanego obrazu (pojedynczym punktem). Zadaniem pikseli przetwarzająco-akumulujące) (elementy jest wychwytywaniem fotonów (pomiar natężeń światła) w tym celu wykorzystują efekt fotoelektryczny uwalnianie elektronów pod wpływem energii fotonów docierających do ośrodka (schemat tego przekształcenia oraz powstające straty ilustruje rysunek 2). Nastepnie poprzez elektrody zgromadzone na końcu każdego rzędu pikseli, zgromadzony sygnał trafia do wzmacniacza. Ze wzrostem wzmocnienia rośnie również poziom szumów. Przejawia się to jako ziarnistość oraz zaburzenia barwy przetwarzanych obrazów.



Rys. 1. Schemat blokowy strat w procesie przekształcania sygnału optycznego na elektryczny CCD [10]

Matryca CCD sama w sobie nie rozróżnia barw, lecz jedynie zlicza padające fotony (promienie świetlne padające na poszczególne piksele). Przed samym sensorem umieszczony jest filtr barwny składający się z trzech podstawowych kolorów: czerwony, zielony i niebieski (taki schemat kolorów podstawowych nazywany jest RGB, od pierwszych liter angielskich nazw Red, Green, Blue). To jest najczęściej stosowanym układ kolorów w filtrze, nazywany schematem (filtrem) Bayera.

Problem akwizycji obrazów za pomocą matrycy CCD i jakość odwzorowania ujęcia mają wpływ następujące czynniki i parametry:

- zbyt niska czułość matrycy CCD duże zaszumienie (ziarnistość);
- zniekształcenie mniej uciążliwy błąd głównie wynikający z konstrukcji obiektywu - wśród tego

zniekształcenia wymiarów obrazu rodzaju przekłamań należy wymienić:

- winietowanie lekkie przyciemnienie brzegów obrazów;
- aberracje chromatyczne delikatne rozjeżdżanie się kolorów na cienkich liniach kreski przypominają wtedy miniaturowe tęcze;
- poziom szumów (widoczny na zdjęciach jako nieregularne jasne i ciemne plamki pojawiające się podczas fotografowania powierzchni o jednolitych barwach);
- dokładność odwzorowania kolorów i jasności
 czyli umiejętność odczytania przez matrycę głębokiej czerwieni, czerni, czy też fragmentów o bardzo dużej jasności.

3. WPŁYW WYSOKIEJ TEMPERATURY NA DEGRADACJĘ MATERIAŁU ŁOPATEK TURBIN GAZOWYCH W PROCESIE ICH EKSPLOATACJI

W procesie eksploatacji turbin gazowych występują różnego rodzaju uszkodzenia ich elementów, a zwłaszcza łopatek. Najczęstszą przyczyną uszkodzeń są niekorzystne zmiany spowodowane struktury materiału lopatek nadmierną temperaturą i czasem jej oddziaływania oraz agresywnością spalin [5, 9, 11]. Drugim rodzajem uszkodzeń to zmęczenie cieplne łopatek aparatu dyszowego, jak i wirnika. Jako materiałv żaroodporne i żarowytrzymałe (przykładowy schemat struktury stopu żarowytrzymałego przedstawiono na rys. 2) stosuje się stopy żelaza z niklem, niklu oraz kobaltu, (zwane nadstopami) pracujące w temperaturze do 1300 C (łopatki turbin gazowych) [1, 2].



Rys. 2. Przykładowa mikrostruktura stopu żarowytrzymałego [12]

Są to materiały do obróbki plastycznej, jak Materiały pracujące w takiej i odlewnicze. temperaturze spalin, muszą zachować wysoką wytrzymałość, odporność na korozję, paczenie, zmianę mikrostruktury (przegrzanie), jak również cieplne. zmęczenie W celu zwiększenia żaroodporności wyrobów wykonanych z nadstopów powierzchnie łopatek turbiny pokrywa się m. in. aluminium, związaną dyfuzyjnie warstwą z podłożem.

Proces destrukcji łopatki turbiny gazowej rozpoczyna się od niszczenia warstwy aluminiowej. W efekcie tego materiał łopatki narażony jest na bezpośrednie agresywne oddziaływanie spalin. Taka sytuacja powoduje możliwość przegrzania materiału łopatki, objawiającego się niekorzystnymi zmianami mikrostruktury. Czynnikami mającymi wpływ na to zjawisko są temperatura nadkrytyczna, czas jej oddziaływania oraz chemiczna agresja spalin.

Generalnie, zmiana mikrostruktury polega na rozroście fazy międzymetalicznej Ni₃(Al, Ti) nazywaną fazą γ' . Faza ta wywiera decydujący wpływ na własności stopów żaroodpornych i żarowytrzymałych. W szczególnych przypadkach rozrost fazy γ' prowadzi do koagulacji wydzieleń, a następnie rozpuszczenia ich w roztworze stałym. Wskutek tego drastycznie maleje żaroodporność i żarowytrzymałość stopu.

4. BADANIA DIAGNOSTYCZNE ŁOPATEK TURBINY GAZOWEJ

Badaniom diagnostycznym poddano piętnaście łopatek wieńca kierowniczego turbiny gazowej. Wstępną klasyfikację przyjęto wg dotychczas stosowanej oceny. Akwizycji obrazów powierzchni dokonano za pomocą cyfrowego aparatu fotograficznego (rys. 3) oraz dwóch typów videoskopów (amerykańskiego EVEREST –XLG oraz japońskiego OLYMPUS - IPLEX SA II).

W sumie wykonano po pięć zdjęć na każdy stan zapewniając dla każdego urządzenia powtarzalne warunki rejestracji (obrazy o tej samej rozdzielczości, światło rejestrowane w zakresie widzialnym, kąt detekcji obrazu 90°, wybór obszaru ROI wzdłuż krawędzi natarcia, głębia kolorów - 24 bitowa). Metodykę badań eksploatowanych łopatek turbiny gazowej pokazano na rys. 4.



Rys. 3. Przyjęta klasyfikacja stopnia przegrzania łopatek (wg dotychczas stosowanej oceny) – pozyskanie obrazów za pomocą aparatu cyfrowego

Piąty stan wg dotychczas stosowanej klasyfikacji określa łopatkę przegrzaną. W celu weryfikacji tej oceny przeprowadzono badania metalograficzne wzdłuż dwóch linii cięcia (rys. 5 a, b, c, d, e).



Rys. 4. Etapy realizacji diagnostycznej metody badań eksploatowanych łopatek turbiny gazowej



Rys. 5. Wyniki badań metalograficznych łopatki wieńca kierowniczego wykonanej ze stopu ŻS6 K: a) linie (1,2) cięcia łopatki; b,c) przykład struktury nieprzegrzanej warstwy powierzchniowej i warstwy podpowierzchniowej; d,e) przykład struktury przegrzanej warstwy powierzchniowej i warstwy podpowierzchniowej



Rys. 6. Uśrednione profile barwne RGB (aparat cyfrowy): a) wzdłuż linii nr 1 – równoległej do KN; b) wybrany zakres reprezentujący strukturę przegrzaną



Rys. 7. Uśrednione profile barwne RGB (aparat cyfrowy): a) wzdłuż linii nr 2 – prostopadłej do KN; b) wybrany zakres reprezentujący strukturę nieprzegrzaną

Określono zmiany grubości powłoki (na osnowie Al) i zmiany wielkości wydzieleń i rozmieszczenia umacniającej fazy γ' (mikroskop skaningowy, komputerowa analiza obrazów metalograficznych). Zmiany tych dwóch parametrów decydujacy maja wpływ na żarowytrzymałość i żaroodporność badanego stopu [3, 4, 5, 12]. Dzięki czemu możliwe było (dla każdego urządzenia rejestrującego) wykreślenie uśrednionego (uwzględniającego grubość cięcia) profilu barwnego reprezentującego strukturę przegrzaną (wybrany zakres wzdłuż linii 1 – rys. 6 a,b) i strukturę nieprzegrzaną (wybrany zakres wzdłuż linii 2 – rys. 7 a, b) uzależnionego od zmian mikrostruktury.

Na podstawie dwóch zakresów profili barwy (rys. 6b, rys. 7b) każdy element (piksel po pikselu) powierzchni ze stanów (I-V) łopatki turbiny badany był pod kątem występowania punktów barwnych (RGB) określających strukturę przegrzaną i nieprzegrzaną (z tolerancją ± 2 dla każdego punktu z wybranego zakresu) - rys. 8.

Gdy spełniony był warunek, że piksel znajdował się w zakresie z rysunku 6b, to w macierzy wynikowej ustawiana była cyfra 1. Przy czym należy nadmienić, że w przypadku zakresu struktury nieprzegrzanej jedynka była ustawiana dla pikseli nie leżących w zakresie z rysunku 7b. Otrzymanie wyniku końcowego, dla każdego ze stanów, polegało na sumie logicznej dwóch macierzy. Obie macierze reprezentowały punkty uznane za przegrzane przy czym wartości drugiej macierz, jak to zostało opisane powyżej, otrzymane zostały poprzez negację punktów barwnych reprezentujących strukturę nieprzegrzaną (punkty przegrzane). Dla każdego ze stanów zsumowano punkty (piksele obrazu) uznane za przegrzane i odniesiono je do całkowitej ich ilości. W rezultacie otrzymano stosunek pola powierzchni przegrzanej do powierzchni całkowitej wybranych obszarów ROI (rys. 9).



Rys. 8. Schemat skanowania obrazów powierzchni lopatek eksploatowanych



Rys. 9. Wynik skanowania obrazów powierzchni

5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

W wyniku skanowania obrazów powierzchni łopatek dla stanów I-V otrzymano stosunek powierzchni przegrzanej do powierzchni całkowitej (wyrażony w procentach). Powyższy wykres wskazuje, że łopatkę ze stanu trzeciego należy uznać za przegrzaną. Powyższe postępowanie może przyczynić się do zwiększenia wiarygodności (zobiektyzowania) oceny stanu łopatki. Zautomatyzowanie akwizycji obrazu wraz z programem do rozpoznawania stanu powierzchni łopatki przyczyni się do bardziej wiarygodnej niż dotychczas oceny jej stanu. Procentowe różnice poszczególnych stanów wynikają ze sposobu oświetlenia rejestrowanego obiektu tzn. w warunkach laboratoryjnych mamy do czynienie ze światłem rozproszony, a w przypadku videoskopów ze światłem skupionym. Inna jest także zdolność rejestracji i postrzegania barw przez zastosowane

w urządzeniach detekcyjnych różne światłoczułe matryce CCD. Warto jednak zauważyć, że użycie urządzeń wziernikowych (videoskoopy) do akwizycji obrazów może posłużyć do śledzenia zmian w czasie (monitoringu) stanu łopatek (rozwoju uszkodzeń - stanu technicznego badanych elementów) w badaniach okresowych bez potrzeby rozmontowania turbiny gazowej.

LITERATURA

- Wiatrek R. i inni: Zespoły wirnikowe silników turbinowych. Seria wydawnicza "Napędy Lotnicze", WKŁ, Warszawa, 1982.
- [2] Błachnio J.: Non-destructive testing methods as applied to the diagnosing of turbine engines. IV International Scientific – Technical Conference, Gdańsk – Kopenhaga, 2005.
- [3] Dudziński A.: Analiza rentgenostrukturalna stopu EI-929 poddanego długotrwałemu wygrzewaniu. Rozprawa doktorska. WAT, Warszawa, 1987.

- [4] Poznańska A.: Żywotność lopatek silników lotniczych ze stopu EI-867 w aspekcie odkształcenia niejednorodnego i zmian strukturalnych. Rozprawa doktorska. Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, 2000.
- [5] Bajar Z. i inni: Zmiany mikrostruktury lopatek ze stopu ŁK-4 w warunkach długotrwalej eksploatacji turbiny silnika lotniczego. Biuletyn WAT, nr.12 (1988), ss. 51-64.
- [6] Bogdan M., Błachnio J.: Analiza sygnału świetlnego odbitego od powierzchni w diagnostyce obiektów technicznych. VI Krajowa Konferencja : "Diagnostyka techniczna urządzeń i systemów DIAG'2006". Ustroń, 2006; Diagnostyka Nr 2/38/2006, ss.175÷186.
- [7] Sanecki J.: *Teledetekcja pozyskiwanie danych*. WNT, Warszawa, 2006.
- [8] Manabe Y., Inokuchi S.: 13th International Conference on Pattern Recognition (ICPR'96). Vol. 1, 1996, str. 840÷843.
- [9] Błachnio J.: Bogdan M.: *The assessment of the jet gas-turbine blade condition.* Archives of Transport. (w druku).
- [10] Rafałowski M.: Scalone analizatory w pomiarach techniki świetlnej i oceny kształtu obiektów. Rozprawy naukowe Nr 114. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej. Białystok 2004.
- [11] Błachnio J.: The effect of high temperature on the degradation of heat-resistant and hightemperature alloys. MSM2008 (w przygotowaniu).
- [12] Chodorowski J. i inni: Materiałoznawstwo lotnicze. Politechnika Warszawska, Warszawa 2003.



Dr hab. inż. Józef **BŁACHNIO** profesor Wydziale nadzw. na Mechanicznym Politechniki Białostockiej. Reprezentowane dziedziny, dyscypliny i specjalności: nauki techniczne, budowa eksploatacja i diagnostyka maszyn: samoloty i śmigłowce,

silniki lotnicze, inżynieria materiałowa, inżynieria powierzchni.



inż. Mariusz Mgr **BOGDAN** słuchacz 2 roku studiów doktoranckich na Mechanicznym Wydziale Politechniki Białostockiej. Zainteresowania nauko-we: analiza i przetwarzanie obrazów, diagnostyka techniczna. Otwarty przewód doktorski z zakresu budowy i eksploatacji maszyn.

IDENTYFIKACJA PARAMETRÓW UKŁADU ZAWIESZENIA KORPUSU MASZYNY WIBRACYJNEJ W WARUNKACH EKSPLOATACYJNYCH

Joanna IWANIEC

Katedra Robotyki i Mechatroniki, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Akademia Górniczo-Hutnicza, Aleja Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, fax: (012) 634-35-05, email: jiwaniec@agh.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodę identyfikacji parametrów strukturalnych układów zawieszenia pojazdów kołowych i maszyn roboczych pracujących pod wpływem wymuszeń eksploatacyjnych trudnych lub niemożliwych do zmierzenia. Metoda została zastosowana do identyfikacji parametrów liniowego jak również nieliniowego układu zawieszenia korpusu eksperymentalnej maszyny wibracyjnej. W obydwu przypadkach badania przeprowadzono dla dynamicznych odpowiedzi układu zmierzonych podczas rozbiegu maszyny. Uzyskane estymaty parametrów znajdują zastosowanie w procesie diagnostyki realizowanej w oparciu o model układu nieuszkodzonego. Zmiany parametrów układu zawieszenia maszyny wibracyjnej świadczą o wystąpieniu uszkodzenia i zazwyczaj powodują wzrost amplitudy drgań przenoszonych na fundament podczas przechodzenia przez obszary rezonansowe. Z tego względu śledzenie zmian tych parametrów umożliwia wczesne wykrywanie uszkodzeń oraz podejmowanie trafnych decyzji dotyczących dalszej eksploatacji maszyny i serwisowania. Zastosowana metoda identyfikacji jest przeznaczona do monitoringu sił przekazywanych na podłoże w warunkach, kiedy bezpośredni pomiar tych sił nie jest możliwy.

Słowa kluczowe: identyfikacja układów nieliniowych, metoda sił resztkowych, zaburzeń brzegowych, bezpośredniej identyfikacji parametrów.

OPERATIONAL IDENTIFICATION OF VIBRATORY MACHINE BODY SUSPENSION PARAMETERS

Summary

The paper concerns the method dedicated for identification of vehicle and machine suspension systems working under non-measurable operational loads. The method was applied to structural parameter identification of linear as well as nonlinear vibratory machine body suspension. In both cases the research was carried out for dynamic system responses measured during machine run-up. Obtained parameter estimates can be used as a basis for model-based diagnostics. Appearance of suspension faults usually results in the increase in amplitude of vibrations transferred on the foundations during the passage through resonances. Therefore operational monitoring of changes in the parameters of vibratory machine suspension stands for the basis of early damage detection and taking correct decisions concerning further machine operating and servicing. Assumed identification method makes it possible to monitor forces transferred on the foundations whenever direct measurement of this forces is difficult to carry out.

Keywords: nonlinear system identification, restoring force method, boundary perturbation method, direct parameter estimation method.

1. WPROWADZENIE

Pracy maszyn wibracyjnych [1, 2], polegającej na przekazywaniu drgań korpusu maszyny do obrabianego ośrodka [1, 3], towarzyszy emisja hałasu jak również przenoszenie na podłoże sił dynamicznych o znaczących amplitudach. Wszelkie zmiany parametrów dynamicznych układu zawieszenia korpusu maszyny wibracyjnej zazwyczaj świadczą o wystąpieniu uszkodzenia oraz prowadzą do wzrostu szkodliwego oddziaływania na otoczenie. Praca poświęcona jest zagadnieniu identyfikacji parametrów układu zawieszenia korpusu eksperymentalnej maszyny wibracyjnej pracującej pod wpływem obciążeń eksploatacyjnych podczas rozbiegu. Badania przeprowadzono przy pomocy metody umożliwiającej identyfikację parametrów zarówno liniowych jak i nieliniowych układów mechanicznych na podstawie zmierzonych dynamicznych odpowiedzi układu. Uzyskane estymaty parametrów dostarczają informacji o silach przekazywanych na podłoże i znajdują zastosowanie w diagnostyce realizowanej w oparciu o model układu nieuszkodzonego.

1 ZASTOSOWANA METODA IDENTYFIKACJI PARAMETRÓW

Algorytm zastosowanej metody identyfikacji parametrów [4, 5, 6, 9, 10], stanowiący kombinację algorytmów metody sił resztkowych, metody zaburzeń brzegowych oraz metody bezpośredniej identyfikacji parametrów przedstawiono schematycznie na rys. 1.





Pierwszy krok algorytmu obejmuje odtworzenie charakterystyk sił resztkowych na podstawie zmierzonych odpowiedzi układu. Jeżeli uzyskane charakterystyki są nieliniowe to w kolejnym kroku algorytmu są one modelowane parametrycznie odejmowane od całkowitej siły oporów występujących w układzie. Zgodnie z założeniami metody, siła wymuszająca działająca na układ nie jest mierzona. Z tego względu liczba poszukiwanych parametrów układu jest większa od liczby dynamicznych równań ruchu możliwych do sformułowania metodą bezpośredniej identyfikacji parametrów. Zastosowanie metody zaburzeń brzegowych, polegającej na wprowadzeniu dodatkowej masy modyfikującej własności dynamiczne układu i powtórzeniu pomiaru przyspieszeń mas układu zmodyfikowanego, umożliwia sformułowanie dodatkowego dynamicznego równania ruchu. W ostatnim kroku algorytmu estymowane są poszukiwane parametry układu.

Zaletą omawianej metody jest brak konieczności znajomości wymuszenia działającego na układ jak również możliwość zastosowania tej samej procedury identyfikacyjnej zarówno dla układów liniowych jak i nieliniowych.

2 IDENTYFIKACJI PARAMETRÓW UKŁADU ZAWIESZENIA KORPUSU MASZYNY WIBRACYJNEJ

Badania zostały przeprowadzone dla eksperymentalnej maszyny wibracyjnej (rys. 2a), złożonej z korpusu z otworami do mocowania testowanych wibratorów (rys. 3c), układu zawieszenia korpusu (rys. 3b) oraz ciężkiej ramy stalowej z zamocowanymi silnikami prądu przemiennego (rys. 3a) [7].

Silniki prądu przemiennego o mocy 1,3 [kW] i prędkości znamionowej 1310 [obr/min] zasilane są poprzez falownik (rys. 2b), który umożliwia sterowanie prędkością obrotową oraz czasem trwania rozbiegu i wybiegu maszyny.



Rys. 2. Badana maszyna wibracyjna (a) oraz falownik sterujący pracą silników napędowych (b) [7]



Rys. 3. Sposób wymuszenia układu (a), układ zawieszenia korpusu (b), wibrator (c)

Przyspieszenia drgań mas badanej maszyny wibracyjnej w kierunku pionowym przeprowadzone zostały za pomocą dwóch jednoosiowych czujników piezoelektrycznych (rys. 2a) umieszczonych na korpusie maszyny M_2 (czujnik 2, 'G') oraz ramie M_1 (czujnik 1, 'D'). Charakterystyki czasowe oraz amplitudowo-częstotliwościowe przyspieszeń drgań podczas rozruchu maszyny zostały zmierzone w dwóch sesjach pomiarowych za pomocą analizatora sygnałów dynamicznych SVAN 912 AE z przystawką czterokanałową SV06A. W drugiej sesji pomiarowej, w celu zmodyfikowania dynamicznego zachowania się układu, w korpusie maszyny zamocowano dodatkową masę (2 wibratory, rys. 3c) o łącznej masie $\Delta M_Z = 30,9$ [kg].

W procesie identyfikacji parametrów badanego układu posłużono się modelem dyskretnym o 2 stopniach swobody (rys. 4).



Rys. 4. Przyjęty model badanego układu, M_2 : masa korpusu, M_1 : masa ramy, K_2 : sztywność zawieszenia korpusu, K_1 : sztywność ramy, C_2 : tłumienie zawieszenia korpusu, C_1 : tłumienie ramy, x_1, x_2, x_b : przemieszczenia mas M_1, M_2 oraz podłoża, N_1, N_2 : siły nieliniowe

Dla mas układu M_1 i M_2 sformułowano następujące dynamiczne równania ruchu:

$$\begin{cases} M_{1}\{\ddot{x}_{1}\}+(C_{1}+C_{2})\{\dot{x}_{1}\}-C_{2}\{\dot{x}_{2}\}+K_{1}\{x_{1}\}+\\ K_{2}\{x_{1}\}-K_{2}\{x_{2}\}+N_{1}+N_{2}=C_{1}\{\dot{x}_{b}\}+K_{1}\{x_{b}\}\\ M_{2}\{\ddot{x}_{2}\}-C_{2}\{\dot{x}_{1}-\dot{x}_{2}\}-K_{2}\{x_{1}\}+\\ +(K_{2}+K_{3})\{x_{2}\}=N_{1}+\{F_{Z}\}\\ \{x_{1}\}=\{x_{1}(t)\}, \quad \{x_{2}\}=\{x_{2}(t)\},\\ N_{1}=N_{1}(\{x_{1}\},\{x_{2}\},\{\dot{x}_{1}\},\{\dot{x}_{2}\})\\ N_{2}=N_{2}(\{x_{1}\},\{x_{b}\},\{\dot{x}_{1}\},\{\dot{x}_{b}\}) \end{cases}$$
(1)

Przekształcenie dynamicznego równania ruchu masy M_2 do postaci:

$$\begin{cases} M_2\{\ddot{x}_2\} = -C_2\{\dot{x}_2 - \dot{x}_1\} - K_2(\{x_2\} - \{x_1\}) - K_3\{x_2\} \\ + N_1 + \{F_Z\} \end{cases}$$
(2)

umożliwia wyznaczenie zależności pomiędzy przyspieszeniem masy M_2 i prędkością względną oraz przemieszczeniem względnym pomiędzy masami M_1 i M_2 . Graficzna reprezentacja tych zależności dostarcza informacji na temat charakteru sił tłumienia i sztywności występujących w układzie. Kolejny krok algorytmu zastosowanej metody identyfikacji obejmuje estymację modeli parametrycznych f_N zidentyfikowanych nieliniowych sił resztkowych oraz ich eliminację z dynamicznego równania ruchu sformułowanego dla masy M_2 :

$$\{ \ddot{x}_{2} \} - f_{N} = \frac{C_{2}}{M_{Z}} (\{ \dot{x}_{1} \} - \{ \dot{x}_{2} \}) + \frac{K_{2}}{M_{Z}} (\{ x_{1} \} - \{ x_{2} \}) - (3)$$

$$- \frac{K_{3}}{M_{Z}} \{ x_{2} \} + \frac{\{ F_{Z} \}}{M_{Z}}$$

Dla rozpatrywanego układu, przy użyciu metody bezpośredniej identyfikacji parametrów, sformułowano następujące równania:

$$\begin{cases} K_2 \left(1 - \frac{1}{T_{21}(\omega_k)} \right) + K_3 = \omega_k^2 M_2 \\ T_{21}(0) = K_2 \left(K_2 + K_3 \right)^{-1}, \quad k = 1, 2, \dots, N_f \end{cases}$$
(4)

gdzie: $\{T_{21}(j\omega)\}=\{X_2(j\omega)\}\{X_1(j\omega)\}^{-1}$: funkcja przejścia pomiędzy przemieszczeniami mas M_2 i M_1 (wyznaczona po eliminacji nieliniowych sił resztkowych f_N), $X_1(j\omega)$, $X_2(j\omega)$: transformaty Fouriera sygnałów $x_1(t)$ i $x_2(t)$, N_j : liczba zidentyfikowanych rezonansów, $T_{21}(0)$: wartość $\{T_{21}(j\omega)\}$ dla f=0 [Hz].

Ze względu na fakt, że pomiar masy elementów maszyny jest niemożliwy do przeprowadzenia, układ równań (4) jest układem 2 równań z 3 niewiadomymi – M_2 , K_2 , K_3 .

W drugiej sesji pomiarowej dynamiczne zachowanie układu zostało zmodyfikowane poprzez zamocowanie w korpusie maszyny dodatkowej masy (2 wibratorów) $\Delta M_Z = 30,9$ [kg]. Dla układu zmodyfikowanego, zgodnie z algorytmem metody zaburzeń brzegowych, powtórzono pomiar przyspieszeń drgań poszczególnych mas. Dla układu zmodyfikowanego równanie (4) przyjmuje postać:

$$K_2\left(1 - \frac{1}{T_{21}(\omega_p)}\right) + K_3 = \omega_p^2 \left(M_Z + \Delta M_Z\right) \quad (5)$$

gdzie: $\{T'_{21}(j\omega)\}$: funkcja przejścia pomiędzy przemieszczeniami mas $(M_Z + \Delta M_Z)$ i M_I , $p = 1, 2, ..., N'_f$. Na podstawie układu równań utworzonego z równań (4, 5) możliwe jest przeprowadzenie estymacji absolutnych wartości poszukiwanych parametrów układu.

W kolejnym kroku analizy, poprzez dwukrotne całkowanie zmierzonych charakterystyk czasowych przyspieszeń drgań, wyznaczono charakterystyki czasowe prędkości i przemieszczeń drgań w rozpatrywanych punktach pomiarowych a następnie przeprowadzono identyfikację sił resztkowych działających na układ. Stwierdzono, że zarówno siły resztkowe sztywności jak i tłumienia mają charakter liniowy (rys. 5a).

Na rys. 5b przedstawiono porównanie estymowanych funkcji przejścia $\{T_{21}\}$ pomiędzy przemieszczeniami mas M_2 i M_1 oraz funkcji przejścia $\{T'_{21}\}$ pomiędzy przemieszczeniami mas układu zmodyfikowanego $(M_Z + \Delta M_Z)$ i M_1 . Estymację częstotliwości rezonansowych funkcji przejścia $\{T_{21}\}$ i $\{T'_{21}\}$ przeprowadzono metodą LSCF (rys. 6) zaimplementowaną w przyborniku VIOMA.





Rys. 5. Siła resztkowa tłumienia (a), estymowane funkcje przejścia {T₂₁} i {T₂₁'} (b) [7]

Amplitudy funkcji przejścia odpowiadające częstotliwościom rezonansowym wyznaczono przy użyciu przybornika Signal Processing.

Estymację poszukiwanych parametrów układu zawieszenia korpusu badanej maszyny wibracyjnej przeprowadzono dla częstotliwości i amplitud odpowiadających zidentyfikowanym, odpowiadającym sobie rezonansom funkcji przejścia $\{T_{2l}\}$ i $\{T_{2l}\}$.



Rys. 6. Diagramy stabilizacyjne estymowane metodą LSCF dla funkcji przejścia $\{T_{21}\}$ (a) i $\{T_{21}'\}$ (b)

Po uwzględnieniu obserwacji, że dla $f \rightarrow 0$ [Hz] amplituda funkcji przejścia $\{T_{2l}\}$ zmierza do wartości 3, na podstawie równania (4), sformułowano zależność pomiędzy wartościami parametrów K_2 i K_3 w postaci:

$$K_3 = -0,66K_2 \tag{6}$$

W celu zweryfikowania poprawności estymacji masy korpusu M_2 , na podstawie własności geometrycznych i materiałowych, wyznaczono przybliżoną wartość masy M_2 . W obliczeniach wykorzystano następujące zależności:

$$V_{I} = 0,25\pi \left(D_{I}^{2} - d_{I}^{2}\right) \cdot l_{I} = 0,25 \cdot \left(0,110^{2} - 0,1^{2}\right) \cdot 1,46 =$$

$$= 2,54 \cdot 10^{-3} \left[m^{3}\right]$$

$$V_{II} = \left[(l_{I} \cdot h) - \left(2\pi D^{2}\right)\right] \cdot g =$$

$$= \left[(1,16 \cdot 0,32) - \left(2\pi \cdot 0,132^{2}\right)\right] \cdot 0,005 = 1,791 \cdot 10^{-3} \left[m^{3}\right] (7)$$

$$V_{III} = 0,25\pi \left(D_{III}^{2} - d_{III}^{2}\right) \cdot l_{III} =$$

$$= 0,25\pi \left(0,132^{2} - 0,12^{2}\right) \cdot 0,11 = 2,61 \cdot 10^{-4} \left[m^{3}\right]$$

$$M_{W} = 15 \left[kg\right]$$

$$M_{2} = M_{I} + M_{II} + M_{III} + M_{m} =$$

$$= \rho \left(2V_{I} + 2V_{II} + 8V_{III}\right) + 3M_{m} = 138 \left[kg\right]$$

gdzie: V – objętość elementu, ρ – gęstość materiału, M_W – masa wibratora, M_I , l_I , D_I , d_I – masa, długość, średnica zewnętrzna i wewnętrzna rury podłużnej, M_{II} , h, g – masa, wysokość i grubość łącznika, M_{III} , l_{III} , D_{III} , d_{III} – masa, długość, średnica zewnętrzna i wewnętrzna rury poprzecznej.



Rys. 7. Schemat korpusu badanej maszyny [7]

Uzyskana, przybliżona wartość masy M_2 wynosi 138 [kg].

Jako miarę dokładności estymacji parametrów badanego układu zawieszenia korpusu przyjęto procentowe błędy względne estymacji masy M_2 :

$$Err = \left(M_2^{m}\right)^{-1} \cdot \left|M_2^{m} - M_2^{e}\right| \cdot 100 \cdot [\%]$$
(8)

gdzie: M_2^m : masa obliczona na podstawie własności geometrycznych i materiałowych badanego układu, M_2^e : masa estymowana.

Wyznaczone wartości parametrów układu zawieszenia korpusu oraz procentowe błędy względne estymacji masy M_2 zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Parametry rezonansowe estymowanych funkcji przejścia, estymowane parametry modelu, błąd estymacji masy M₂

Parametry funkcji przejścia				
Rez.	ω [Hz]	<i>T</i> ₂₁ [-]	ω' [Hz]	<i>T</i> ₂₁ '[-]
1	3,66	98,78	3,30	110,75
2	5,68	201,90	4,94	160,18
3	8,42	206,95	7,69	226,25
4	11,35	1278	11,54	900,99
Estymowane parametry				
Rez.	<i>M</i> ₂ [kg]	g] K_2 [N/m] błąd M_2 [%]		
1	134,79	219435	2,32	
2	397,59	$1,27 \cdot 10^{6}$	-188	
3	100,10	928886	27,46	
4	52614	$8,32 \cdot 10^8$	-38026	

Wartości parametrów K_2 i M_2 estymowane dla rezonansu pierwszego, odpowiadającego postaci drgań leżącej w płaszczyźnie ruchu uwzględnionej w modelu, są zbliżone do wartości wyznaczonych na podstawie własności geometrycznych i materiałowych badanego układu - błąd estymacji wynosi 2,32 %. Parametry estymowane dla obarczone rezonansów pozostałych są niedopuszczalnie dużymi błędami estymacji ze względu na fakt, że odpowiadają one stopniom uwzględnionym swobody nie w modelu teoretycznym.

3 IDENTYFIKACJI PARAMETRÓW UKŁADU ZAWIESZENIA KORPUSU MASZYNY WIBRACYJNEJ Z NIELINIOWYM TŁUMIKIEM DRGAŃ

W kolejnym eksperymencie identyfikacyjnym [8] prawa strona układu zawieszenia rozpatrywanej maszyny wibracyjnej (rys. 3b) została zmodyfikowana przez wprowadzenie nieliniowego tłumika drgań o 2 stopniach swobody (rys. 8). Zastosowanie takiego rozwiązania umożliwia kontrolowanie sztywności układu zawieszenia korpusu maszyny poprzez zmianę punktów przegięcia charakterystyki sztywności i tłumienia.

Pomiary, identyfikację parametrów K_2 , K_3 , M_2 , jak również weryfikację poprawności uzyskanych rezultatów przeprowadzono zgodnie z algorytmem przedstawionym w paragrafie 2 dotyczącym identyfikacji parametrów układu zawieszenia korpusu maszyny wibracyjnej o własnościach liniowych.

W rozpatrywanym przypadku dynamiczne równania ruch mas przyjętego modelu dyskretnego (rys. 4) są opisywane równaniami (1), przy czym $C_2 = C_2(x_2)$.



Rys. 8. Zawieszenie korpusu maszyny wibracyjnej z wprowadzonym nieliniowym tłumikiem drgań

Zidentyfikowaną przy użyciu metody sił resztkowych nieliniową siłę resztkową sztywności przedstawiono na rys. 9.

W niniejszej pracy zidentyfikowana siła sztywności nie została zamodelowana i wyeliminowana z dynamicznych równań ruchu układu. Uzyskane rezultaty obciążone są więc błędami umożliwiającymi oszacowanie wpływu błędów modelowania na dokładność estymacji parametrów badanego układu.



Rys. 9. Zidentyfikowana nieliniowa siła resztkowa sztywności

Na rys. 10 przedstawiono porównanie estymowanych funkcji przejścia $\{T_{2l}\}$ pomiędzy przemieszczeniami mas M_2 i M_1 oraz funkcji przejścia $\{T_{21}'\}$ pomiędzy przemieszczeniami mas układu zmodyfikowanego $(M_Z + \Delta M_Z)$ i M_I . Estymację częstotliwości rezonansowych funkcji przejścia $\{T_{2l}\}$ i $\{T_{2l}\}$ przeprowadzono metodą amplitudy rezonansowe wyznaczono LSCF, przy użyciu przybornika Signal natomiast Processing. Przykładowy diagram stabilizacyjny estymowany metodą LSCF dla funkcji przejścia $\{T_{21}'\}$ przedstawiono na rys. 12.



Rys. 10. Estymowane funkcje przejścia $\{T_{2l}\}$ i $\{T_{2l}\}$

W tabeli 2 zebrano parametry rezonansowe funkcji przejścia $\{T_{2l}\}$ i $\{T_{2l}'\}$, estymowane wartości parametrów układu zawieszenia korpusu oraz procentowe błędy względne estymacji masy M_2 wyznaczone na podstawie zależności (8).



Rys. 12. Diagram stabilizacyjny estymowany metodą LSCF dla funkcji $\{T_{21}'\}$

Tabela 2. Parametry rezonansowe estymowanych funkcji przejścia, estymowane parametry modelu, błąd estymacji masy M₂

Parametry funkcji przejścia				
Rez.	ω [Hz]	$T_{21}[-]$	ω' [Hz]	<i>T</i> ₂₁ '[-]
1	1,830	240	2,015	93,3
2	5,495	162	3,295	114
3	6,500	236	5,675	106
4	7,460	812	7,555	58,2
5	14,740	172	14,785	27,3
Estymowane parametry				
Rez.	<i>M</i> ₂ [kg]	<i>K</i> ₂ [N/m]	błąd A	<i>I</i> ₂ [%]
1	55,91	1102,421	59,	48
2	48,27	6909,949	65,02	
3	130,67	55498,22	5,80	
4	-1086,33	-817704,5	687,19	
5	-1944,58	-5653390	1309	9,11

Wartości parametrów K₂ i M₂ wyznaczone dla rezonansu 3 są zbliżone do wartości obliczonych na geometrycznych podstawie własności i materiałowych badanego układu (procentowy błąd względny estymacji wynosi 5,8 %). Parametry wyznaczone dla pozostałych rezonansów są obciażone niedopuszczalnie dużymi błedami Uzyskane estymacji. rezultaty są zgodne z oczekiwaniami – rezonansowi trzeciemu odpowiada postać drgań leżąca w płaszczyźnie pionowej, czyli w płaszczyźnie ruchu uwzględnionej

w modelu teoretycznym. Pozostałe postacie drgań odpowiadają stopniom swobody nie uwzględnionym w przyjętym modelu rozważanego układu.

4 WNIOSKI

W pracy przedstawiono metodę identyfikacji układów mechanicznych, której algorytm stanowi kombinację algorytmów metody sił resztkowych, zaburzeń brzegowych oraz metody bezpośredniej identyfikacji parametrów. Ze wzglądu na fakt, że metoda nie wymaga pomiaru sił wymuszających działających na badany układ, jest ona dogodną metodą identyfikacji układów pracujących pod wpływem trudnych do pomiaru obciążeń eksploatacyjnych. Dodatkową zaletą metody jest możliwość zastosowania do identyfikacji zarówno liniowych jak i nieliniowych układów mechanicznych.

Zaproponowana metoda została zastosowana do identyfikacji parametrów liniowego oraz nieliniowego układu zawieszenia korpusu maszyny wibracyjnej pracującej pod wpływem obciążeń eksploatacyjnych podczas rozruchu.

Przyjęta metoda analizy jest wrażliwa na dokładność estymacji częstotliwości rezonansowych. Z tego względu błędy estymacji funkcji przejścia, przeprowadzonej na podstawie dynamicznych odpowiedzi układu zmierzonych podczas rozbiegu maszyny w skończonym czasie, mają wpływ na dokładność estymacji parametrów układu.

Ze względu na brak możliwości dokonania bezpośredniego pomiaru, w celu weryfikacji metody oraz poprawności uzyskanych rezultatów, masa korpusu badanej maszyny wibracyjnej została obliczona na podstawie własności geometrycznych układu i katalogowych gęstości materiałów. Dlatego wyznaczone wartości względnych błędów procentowych estymacji masy zredukowanej M₂ są wartościami orientacyjnymi.

Przyjęty w obliczeniach, uproszczony model maszyny ma 2 stopnie swobody, podczas gdy układ rzeczywisty jest układem o wielu stopniach swobody. Model teoretyczny uwzględnia jedynie 2 częstotliwości rezonansowe, na podstawie zmierzonych odpowiedzi układu możliwe jest wyznaczenie również częstotliwości rezonansowych pominiętych w modelu teoretycznym. Obliczenia przeprowadzone dla tych częstotliwości powodują błędy grube estymacji parametrów 2DOF i są odrzucane.

Przedstawione wyniki dowodzą, że metoda jest dokładna i może być użyteczna do wyznaczania parametrów oraz monitorowania stanu zawieszeń maszyn wibracyjnych. Umożliwia również wyznaczenie sił przenoszonych na fundament maszyny.

PODZIĘKOWANIA

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2006 – 2009 jako część projektu badawczego N504 026 31/1907: "Operacyjna analiza modalna obiektów nieliniowych w badaniu dynamiki strukturalnej konstrukcji mechanicznych oraz jej zastosowania".

LITERATURA

- [1] Giergiel M.: *Komputerowe wspomaganie w projektowaniu maszyn wibracyjnych*, Studia, rozprawy, monografie 104, Wydawnictwo Instytutu Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią PAN, Kraków, 2002.
- [2] Michalczyk J.: *Maszyny wibracyjne: obliczenia dynamiczne, drgania, hałas*, WNT, Warszawa, 1995.
- [3] Banaszewski T.: *Przesiewacze*, Wyd. Śląskie, Katowice, 1990.
- [4] Haroon M. Adams D. E., Luk Y. W.: A Technique for Estimating Linear Parameters Using Nonlinear Restoring Force Extraction in the Absence of an Input Measurement, ASME Journal of Vibration and Acoustics 127, 2005, pp. 483 – 492.
- [5] Iwaniec J., Uhl T.: Output-only Technique for Estimation of Nonlinear System Parameters for In-flight Test Application, Noise and Vibration Engineering, Proceedings of ISMA2006, Leuven, September 18 – 20, 2006, pp. 1589 – 1602.
- [6] Iwaniec J.: Output-Only Technique for Parameter Identification of Nonlinear Systems Working Under Operational Loads, Key Engineering Materials Vol. 347, 2007, 467-472.
- [7] Iwaniec J., Giergiel M.: Identyfikacja własności dynamicznych maszyny wibracyjnej, Wybrane zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych, ITE, Radom, 2008 (praca w druku).
- [8] Iwaniec J., Giergiel M.: Operational Damage Detection of Wibratory Machine Suspension, Proceedings of 4th European Workshop on SHM, DEStech Publications Inc., 2008 (praca w druku).
- [9] Iwaniec J., Bednarz J., Uhl T., Barszcz T.: Model Based Diagnostics of Rotating Machinery, Proceedings of ISCORMA-4 (on CD), Calgary, Alberta, Canada (27-30 August), 2007.
- [10] Iwaniec J., Uhl T.: In Operation Identification of Nonlinear Models for Mechanical Structures, 9th Conference on Dynamical Systems Theory and Applications DSTA 2007,

Proceedings Vol. 1, Department of Automatics and Biomechanics, Łódź, Poland, (December 17-20), 2007, pp. 203 – 211.

[11]. Kerschen G., Worden K., Vakakis A. F., Golinval J. C.: *Past, present and future of nonlinear system identification in structural dynamics*, Mech. Systems and Signal Processing 20, 2006, pp. 505 – 592.



Dr Joanna inż. IWANIEC, absolwentka Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH, dyscyplina: automatyka i robotyka, specjalność: mechatronika. Stopień doktora nauk technicznych uzyskała w 2005 roku. Pracuje na stanowisku adiunkta

w Katedrze Robotyki i Mechatroniki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Jest autorką i współautorką prac dotyczących analizy modalnej, przetwarzania sygnałów oraz identyfikacji układów nieliniowych.

WYBRANE ASPEKTY WYKORZYSTANIA PRZYRZĄDÓW POMIAROWYCH W PROCESIE MONTAŻU OKRĘTOWYCH UKŁADÓW NAPĘDOWYCH

Eliza JARYSZ-KAMIŃSKA

Instytut Technologii Mechanicznej Politechnika Szczecińska, Al. Piastów 19, 70-310 Szczecin, e-mail: <u>ejarysz@ps.pl</u>

Streszczenie

W artykule przedstawione zostały różne techniki i narzędzia wykorzystywane w trakcie montażu okrętowych układów napędowych na przykładzie osiowania linii wałów statku typu con-ro produkowanego w jednej z polskich stoczni. Omówione zostały następujące metody pomiarowe wykorzystywane w trakcie osiowania linii wałów: metody tradycyjne, metody z wykorzystaniem urządzeń optycznych lub laserowych. Celem analizy jest wybór optymalnej techniki pomiarowej i narzędzi umożliwiający minimalizację kosztów produkcji przy zachowaniu wymagań technologicznych stawianych zarówno przez klienta jak i towarzystwa klasyfikacyjne.

Słowa kluczowe: przyrząd pomiarowy, osiowanie linii wałów.

CHOSEN ASPECTS OF SELECTED MEASUREMENT INSTRUMENTS IN PROCESS OF SHIP PROPULSION UNITS ASSEMBLY

Summary

The paper presents variety of techniques and tools used during assembly of vessel's propulsion system on the example of shaft alignment on the con-ro vessel made by one of polish shipyards. The following measuring methods used during shaft alignment were presented: classical methods, shaft alignment with optical instruments or laser instruments. The purpose of this analysis is to find the proper measuring technique and tools which can minimize the costs of production and also to comply with technological requirements requested by the client and by the ship classification society.

Keywords: measuring instrument, shaft alignment.

1. WPROWADZENIE

Dokładne ustawienie współpracujących ze sobą elementów układu napędowego statku jest jednym z najważniejszych warunków długoletniej i bezawaryjnej jego pracy. Istotnym jest dokładne ustawienie współpracujących ze sobą elementów układu napędowego jednostki pływającej polegające na dokładnym ustawieniu współosiowości wałów zespołów maszyn.

2. CZYM JEST OSIOWANIE?

Osiowanie jest procesem mającym na celu takie ustawienie dwu lub większej ilości maszyn, aby osie wałów tych maszyn podczas ich pracy w temperaturze roboczej stanowiły jedną linię prostą [1].

Poprawne osiowanie składa się z co najmniej trzech etapów [2]:

- pomiaru wielkości i kierunku niewspółosiowości;
- obliczenia potrzebnych przesunięć maszyny ustawianej;
- korekcja maszyny ustawianej.

Brak współosiowości pomiędzy elementami (niewspółosiowość) wchodzącymi w skład układu

napędowego jest powodowany między innymi takimi czynnikami jak [2]:

- błędy konstrukcyjne;
- niewłaściwe ustawienie elementów;
- nieprawidłowa obróbka mechaniczna elementów;
- odkształcenia cieplne;
- pęknięcia;
- osiadanie fundamentów.

Również podczas eksploatacji układu napędowego pojawia się niewspółosiowość. Wpływa na to zużycie materiałów, osiadanie fundamentów a także deformacja elementów maszyny.

Niepoprawne wyosiowanie elementów prowadzi do [1, 3]:

- zwiększenia drgania maszyn;
- zwiększenia zużycia łożysk;
- większego zużycia uszczelnień;
- znacznie szybszego zużycia sprzęgła;
- większego poboru energii

Dane do wytyczenia osi wałów dla działu wyposażenia statku, które przekazywane są do odpowiednich komórek zajmujących się pomiarami bądź dokonuje się zlecenia wyspecjalizowanej firmie zewnętrznej, pozyskuje się z traserni, poczynając od wyznaczenia punktu wału na



Rys. 1. Schemat układu napędowego, w skład układu napędowego wchodzą następujące elementy: wał napędowy: wał śrubowy, wały pośrednie, wał oporowy; silnik główny (1); łożyska wzdłużne – oporowe (2); łożyska poprzeczne – nośne (3); pochwa wału śrubowego (4); śruba napędowa (5); dławice uszczelniające (6); sprzęgło tarczowe (7).

przedniej grodzi maszynowej, a drugiego na pionie rufowym. Przez te dwa punkty przebiega linia wałów. Analizowana stocznia współpracuje z wyspecjalizowaną firmą zewnętrzną, której to po przeprowadzeniu osiowania metodami klasycznymi zleca osiowanie przy użyciu bardziej wyspecjalizowanych metod w tym przypadku wykorzystywane są urządzenia optyczne

3. KLASYFIKACJA METOD POMIARO-WYCH WYKORZYSTYWANYCH W TRAKCIE MONTAŻU OKRĘTOWYCH UKŁADÓW NAPĘDOWYCH NA PRZYKŁADZIE LINII WAŁÓW

Linia wałów pełni funkcję przekaźnika momentu obrotowego śruby napędowej. Przekazuje również napory wytwarzane przez śrubę do łożyska wzdłużnego a następnie na kadłub. Linię wałów tworzą wały pośrednie, śrubowy i oporowy wraz ze sprzęgłami i innymi elementami (rys. 1). Po uzyskaniu z traserni danych niezbędnych do wyznaczenia osi wałów dążąc do wyznaczenia położenia łożysk pośrednich i przejść grodziowych.

W tym celu można posługiwać się:

1) metodami klasycznymi:

struną stalową;

Strunę stalową do osiowania można stosować, jeżeli długość wału nie przekracza 30 m. Ograniczenie to wymuszone jest tym, że pod wpływem własnego ciężaru struna stalowa zwisa, a wielkość zwisu jest zależna od średnicy i od obciążenia struny, a określana doświadczalnie dla różnych punktów położonych w określonym oddaleniu od punktów podparcia.

promieniem świetlnym;

Wyznaczanie osi wałów za pomocą strumienia świetlnego może odbywać się z wykorzystaniem następujących urządzeń: płytka cynkowa z otworem o średnicy 1 mm; liniał; przyrząd z tarczą obrotową do prześwietlania linii wałów.

liniał krawędziowy i szczelinomierz;

Ustawienie współosiowości za pomocą liniału wspomagane jest poprzez pomiar szerokości

szczeliny między półsprzęgłami przy użyciu szczelinomierza.

- czujniki zegarowe i mikrometry;

Wykorzystanie tych przyrządów wymaga zastosowania mechanicznych mostków mocowanych do ciężkich uchwytów, których zwis musi być dokładnie zmierzony i uwzględniony dalszych obliczeniach. Pomiary przv wykorzystaniu czujników zegarowych moga być obarczone dużym błędem pomimo wykonywania ich przez doświadczony personel, gdyż wymagają precyzyjnego ich zainstalowania, а także właściwego zinterpretowania wyników pomiarów. Błędy mogą być generowane przez ugięcie mostków pomiarowych, nieprawidłowy odczyt czv mimośrodowe wykonanie tarcz sprzęgłowych.

2) urządzeniami optycznymi;

Urządzenia optyczne wykorzystywane do wyznaczanie osi linii wałów to:

- luneta precyzyjna, jest urządzeniem, które na odległościach do 30 metrów daje możliwość odczytu z dokładnością do 0,05 mm;
- kolimator posiada dwie tarcze służące do pomiarów przesunięcia od osi i wielkości niewspółosiowości [4];
- teodolit.

3) urządzeniami laserowymi.

Zastosowanie metody laserowej w zależności od warunków montażu linii wałów stanowi 20% czasu potrzebnego do ustawienia maszyn metodami tradycyjnymi opartymi na czujnikach mechanicznych [1].

Klasyfikacja wykorzystywanych przy osiowaniu linii wałów metod i urządzeń pomiarowych nie jest w sposób jednoznaczny określona w literaturze, która ten problem ogranicza do minimum. Jerzy Doerffer w swojej pracy "Technologia wyposażania statków" [4] do wyznaczania osi wałów proponuje zaledwie 3 metody:

- 1) strunę stalową;
- 2) promień świetlny;
- 3) urządzenia optyczne.

Józef Dwojak wraz z Markiem Rzepielą w swojej pracy [2] omawiają zastosowanie laserów

oraz metody tradycyjne osiowania wałów, przy których stosowane są następujące przyrządy bądź układy pomiarowe:

- 1) liniał krawędziowy i szczelinomierz;
- 2) zwora i szczelinomierz;
- 3) czujniki zegarowe i mikrometry.

Zaś zastosowanie struny z drutu fortepianowego opisują jako tradycyjną metodę współcentryczności otworów.

4. PORÓWNANIE CZASOCHŁONNOŚCI POMIARÓW KOLEJNYMI PRZYRZĄDAMI POMIAROWYMI

W celu przeprowadzenia analizy ekonomicznej dla potrzeb danego artykułu wykorzystane zostanie porównanie czasochłonności trzech, wybranych z spośród wymienionych w klasyfikacji, metod pomiarowych:

- metoda klasyczna osiowanie przy użyciu struny stalowej (rys. 2);
- osiowanie z wykorzystaniem urządzeń optycznych na przykładzie wykorzystania teodolitu (rys. 3);
- osiowanie z wykorzystaniem urządzeń laserowych na przykładzie wykorzystania jednego z urządzeń firmy Easy-Laser (rys. 4).

Opracowany przykład jest zestawieniem pomiarów 1 i 2 wykonanych na tym samym statku oraz pomiarów 3 wykonanych w trakcie osiowania linii wałów na zbliżonej konstrukcyjnie jednostce pływającej.

4.1. Metoda osiowania przy użyciu struny stalowej

Czas przygotowawczy Tp pomiaru składa się z następujących czynności:

- wyznaczanie osi linii wałów do roztaczania otworów w odlewach wsporników wałów śrubowych teodolitem, oznakowanie przebiegu osi wizjerkami na stojakach),
- konstrukcja stojaków,
- rozmieszczenie i zamocowanie stojaków,
- rozciągnięcie struny.

W skład czasu prac zakończeniowych Tz wchodzą:

- demontaż struny,
- demontaż stojaków (odcięcie i wyszlifowanie).



Rys. 2. Osiowanie przy pomocy struny stalowej

4.2. Metoda osiowania przy użyciu urządzenia optycznego

W trakcie przebiegu procesu montażu układu napędowego mamy do czynienia z następującymi pomiarami wykonywanymi przy użyciu przyrządów optycznych:

- 1. Wyznaczenie osi linii wałów do roztaczana otworów w odlewach wsporników wałów śrubowych teodolitem ustawionym po stronie dziobowego końca fundamentu przekładni.
- 2. Wyznaczenie rzeczywistej osi montażu tulei.
- 3. Pomiary kontrolne po zgrubnym wytoczeniu.
- 4. Pomiary kontrolne współosiowości otworu w odlewie rufowym z otworem w odlewie dziobowym przed obróbką wykańczającą.
- 5. Pomiary współosiowości osi łożyska rufowego i dziobowego (środkowego) wału śrubowego.
- 6. Pomiary kontrolne po wylaniu tworzywa chemoutwardzalnego zamocowania tulei.
- Przy pomiarach 2-6 wykorzystywany jest aliniometr.

Na Tp składa się: rozstawienie przyrządu i jego stabilizacji w warunkach otoczenia (rys. 3).



Rys. 3. Osiowanie przy użyciu urządzenia optycznego

4.3. Metoda osiowania przy użyciu urządzenia laserowego

Wykorzystanie urządzeń laserowych zwiększa dokładność jak i prostotę wykonania procesu osiowania. Zastosowanie metody laserowej w zależności od uciążliwości i warunków montażu linii wałów stanowi 20% czasu potrzebnego do ustawienia maszyn metodami tradycyjnymi opartymi na czujnikach mechanicznych [2].



Rys. 4. Osiowanie przy użyciu urządzania laserowego

5. PODSUMOWANIE

Poniżej przedstawiono zestawienie zebranych danych w formie tabelarycznej (Tabela1) i formie graficznej (rys. 5).

Tabela 1. Zestawienie cza	usów wykonania	n pomiarów
	analizowanym	i metodami

	ununzo wunynn motodunn			
Metoda pomiaru	Tp [h]	Pomiar [h]	Tz [h]	Ilość osób potrzebna do wykonania pomiaru
Osiowania przy użyciu struny stalowej	22	2	1	6
Osiowanie przy użyciu urządzenia optycznego	0,5	2	0,5	2
Osiowanie przy użyciu urządzenia laserowego	0,5	1	0,3	2

pomiary Przeprowadzone różnie można interpretować w zależności od podejścia firmy do kosztów wytwarzania (koszt urządzenia a czas wykonania nim pomiarów). Biorąc pod uwagę godzinowa stawke naszych pracowników (specjaliści ds. pomiarów), w kontekście rozważanych kosztów najdroższym, a zarazem najmniej dokładnym pomiarem będzie pomiar przy użyciu struny stalowej. Pomiar ten jednak wykazuje się najmniejszym kosztem zakupienia niezbędnych pomocy, czyli struny czy wykorzystanie materiałów znajdujących się na terenie (resztki) na wykonanie stojaków. Pomimo swojej czasochłonności i małej dokładności pomiaru jest to jedna z najczęściej stosowanych metod wstępnego wyznaczania osi linii wałów.

Zakup wyspecjalizowanego sprzętu, jakim są urządzenia optyczne czy laserowe zwraca się dopiero po kilku latach funkcjonowania przy takiej ilości wykonywanych nim pomiarów (stocznia woduje ok. 10 statków rocznie). Czasochłonność pomiaru przy wykorzystaniu urządzeń optycznych jest nieznacznie wyższa od przypadku urządzeń laserowych, lecz koszty użytkowania oraz utrzymania są niższe. W efekcie metoda ta jest najczęściej stosowana przy osiowaniu linii wałów.



Rys. 5 Zestawienie czasów pomiarów przedstawionych metod

LITERATURA

- [1] Poradnik Prüftechnik Wibrem, Osiowanie prostsze niż myślisz.
- [2] Dwojak J., Rzepiela M., Zastosowanie lasera do ustawiania maszyn, doświadczenia elektrowni Opole: Biuro GAMMA Warszawa 2001
- [3] Kraszewski J., Osiowanie turbozespołów parowych: ZRE Lublin 1987
- [4] Doerffer J., *Technologia wyposażania statków*, Wydawnictwo Morskie Gdańsk 1975



Mgr inż. Eliza JARYSZ-KAMIŃSKA. Jest słuchaczem studiów doktoranckich Politechniki Szczecińskiej Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki na kierunku Budowa i Eksploatacja Maszyn.
METODY ENERGETYCZNE W DIAGNOSTYCE MASZYN

Henryk KAŹMIERCZAK, Tadeusz PAWŁOWSKI, Jacek KROMULSKI

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych

60-963 Poznań, ul. Starołęcka 31, fax: 061 879 32 62, email: kazmhenr@pimr.poznan.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono zastosowanie metody analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych do opisu stanu technicznego obiektu i procesu degradacji obiektu mechanicznego. Metoda energetycznego modelowania obciążeń drganiowych maszyn pozwala wyznaczyć rozdzielnie moc sił tłumienia oraz moc sił bezwładności i sił sztywności dynamicznych złożonego układu mechanicznego. Metoda umożliwia ocenę wpływu poszczególnych wymuszeń oraz składowych widm mocy sił na charakterystykę trwałościową obiektu. Wyznaczono zmiany tłumienia i zmiany sztywności dynamicznych w obiekcie mechanicznym, stanowiących o degradacji strukturalnej układu mechanicznego.

Słowa kluczowe: diagnostyka, analiza rozkładu mocy obciążeń, trwałość obiektu mechanicznego.

ENERGETIC METHODS IN DIAGNOSTICS OF MACHINES

Summary

The paper presents the application of the analysis method for distribution of dynamic load powers to describe the technical condition of an object and the degradation process of a mechanical object. The method of energetic modelling for machine vibration loads helps to establish separately the power of dumping forces and inertia forces, and dynamic stiffness forces in a complex mechanical system. This method allows assessment of the impact of particular input functions and components of force power spectra on the life curve of an object.

Keywords: diagnostics, load power decomposition analysis, degradation, mechanical object durability.

1. ENERGETYCZNA METODA ANALIZY STANU TECHNICZNEGO OBIEKTU MECHANICZNEGO

Uszkodzenie maszyny lub jej elementu następuje wówczas, gdy w wyniku pracy sił degradacji nastąpi zmiana jego własności strukturalnych, a przy ciągłej kumulacji energii nastąpi przekroczenie wartości granicznych, powodując niszczenie węzła konstrukcyjnego. Procesy te mają wymiar energetyczny [1-4]. Są podstawową dziedziną badań diagnostyki technicznej.

W badaniach procesu degradacji i ocenie stanu technicznego obiektów posłużono się metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych [6]. Metoda ta jest nowoczesną, energetyczną metodą analizy trwałości obiektu. Uwzględnia przestrzenną zmianę energii w indywidualnych podsystemach oraz przepływ energii między podsystemami. Główną ideą metody jest fakt, że stan obciążeń obiektu może być reprezentowany przez gromadzoną, dyssypowaną i przenoszoną energię.

Holistyczny model stanu obciążeń maszyny opisywany jest przez macierz gęstości widmowych mocy mocy obciążeń dynamicznych w systemie mechanicznym [6]:

$$\left\{ G_{N_{ik}}(j\omega,\Theta) \right\} = \mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega,\Theta) \cdot \mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega,\Theta) \quad (1)$$

gdzie: $H_{V_{ik}}(j\omega,\Theta)$ – macierz mobilności dynamicznych maszyny,

 $G_{F_kF_k}(j\omega,\Theta)$ – macierz gęstości widmowych wymuszeń zewnętrznych

Elementy macierzy charakterystyk dynamicznych [6]:

$$\mathbf{H}_{ik}(j\omega, \mathbf{D}(r, \Theta)) = \begin{cases} H_{11}[j\omega, D_{11}(\Theta)] & \dots & H_{1n}[j\omega, D_{1n}(\Theta)] \\ H_{n1}[j\omega, D_{n1}(\Theta)] & \dots & H_{nn}[j\omega, D_{nn}(\Theta)] \end{cases}$$
(2)

są funkcjami przestrzennej miary degradacji **D** systemu mechanicznego.

Złożony system mechaniczny, analizowany jako układ dynamiczny modelowany energetycznie, może zawierać wiele podsystemów multimodalnych, a każdy podsystem może być modelowany jako zbiór modów energetycznych [9, 14]. Na przykład w przypadku obiektu mechanicznego typu belka, mody drgań poprzecznych w odpowiednim paśmie częstotliwości mogą być traktowane jako podsystem, natomiast mody obciążeń dynamicznych wzdłużnych jako inny podsystem. Wzdłużne i poprzeczne własności struktury są analizowane z energetycznego punktu widzenia jako oddzielne, separowane podsystemy ze względu na różnice w ich podatnościach dynamicznych.

Schemat idei dystrybucji mocy w systemie mechanicznym pokazano na rys. 1 [6]. System jest złożeniem podsystemów I, II, III, z których każdy ma charakterystyczne dlań własności dynamiczne. Podsystemami tymi mogą być np.:

I-konstrukcja wsporcza, II-układ izolatorów, IIImaszyna;

I-koła jezdne ciągnika, II-podsystem resorowania,

III-korpus z agregowaną maszyną i siedzisko z kierowcą.



Rys. 1. Schemat rozdziału mocy obciążeń w systemie mechanicznym (N_{ik} – elementy macierzy przenoszenia mocy, $G_{a_k a_k}$ – gęstość widmowa mocy wymuszeń zewnętrznych)[6]

Wówczas przykładowo:

 $G_{a_{l}a_{l}}$ – jest mocą wejściową, wynikającą np. z występowania wymuszeń kinematycznych,

 $G_{a_2a_2}$ – mocą wejściową wymuszeń układu napędowo-roboczego,

 N_{ik} – straty energii systemu "*i*" w wyniku sprzężenia z podsystemem "*k*".

Zatem ogólnie $G_{a_1a_1}$, $G_{a_2a_2}$, $G_{a_3a_3}$ są gęstościami widmowymi mocy wymuszeń zewnętrznych, N_{ik} są to moce przenoszone z podukładu k na podukład i, $N_{I_{dyss}}$, $N_{II_{dyss}}$, $N_{III_{dyss}}$ są mocami dyssypowanymi wewnętrznie w poszczególnych podsystemach, $V_{\rm L}$, $V_{\rm IL}$, $V_{\rm III}$ – moce dyssypacji zewnętrznej.

Jeśli system złożony jest z dwóch podsystemów, z których pierwszy jest wymuszany przez siły zewnętrzne a drugi wyłącznie przez sprzężenie, równanie równowagi energii ma postać.

$$\begin{cases} N_1 = \omega \eta_1 E_1 - \omega \eta_{21} E_2 \\ 0 = \omega \eta_2 E_2 + \omega \eta_{12} E_1 \end{cases}$$
(3)

stąd:

$$\frac{E_1}{E_2} = \frac{\eta_{12}}{\eta_2 + \eta_{21}}$$
(4)

Wyrażenie $\omega \eta_{12} E_1$ przedstawia energię utraconą przez podsystem 1 w wyniku sprzężenia z podsystemem 2; $\omega \eta_1 E_1$ przedstawia energię utraconą przez podsystem 1 w wyniku tłumienia.

Model obliczeniowy zmian stanu technicznego i procesu degradacji maszyny winien uwzględnić synergizm występowania wielu czynników: np. rodzaj i amplituda obciążeń, przestrzenna i czasowa charakterystyka występowania tych obciążeń, procesy korozji i starzenia, własności wytrzymałościowe materiałów, itp.

Zmiany stanu mechanicznego materiału następują wskutek rozpraszania energii tarciem wewnętrznym. Zjawisko rozpraszania energii jest wynikiem superpozycji różnych zjawisk, np. dyslokacyjnymi, mikro- i makro ruchami sprężystością, poślizgami na granicach ziaren, itp. Synergizm różnych procesów powodujących tłumienie wpływa na występowanie maksimów tłumienia w zależności od częstotliwości (spektogramy tłumienia) [16]. Może to mieć wpływ na procesy degradacji materiału w zależności od częstotliwości.

Jako parametr zniszczenia materiału przyjmuje się sumę gęstości energii rozpraszania i gęstości energii sprężystej powodującej tworzenie i rozwijanie się pęknięcia zmęczeniowego[16].

Praca sił degradacji strukturalnej obiektu mechanicznego jest sumą pracy sił tłumienia (dyssypacja energii) i pracy sił zmieniających sztywność dynamiczną obiektu:

$$\int_{\Theta_{0}}^{\Theta_{r}} \operatorname{Re} GN_{ik}(\Theta) \mathrm{d}\Theta + \left| \int_{\Theta_{0}}^{\Theta_{r}} [\operatorname{Im} GN_{ik}(\Theta_{0}) - \operatorname{Im} GN_{ik}(\Theta_{r})] \mathrm{d}\Theta \right| < L_{gr}$$

Formuła ta pozwala szacować wartości graniczne pracy sił technicznej degradacji strukturalnej obiektów mechanicznych.

2. PRZYKŁADY

A) Charakterystyki energetyczne obciążeń prasy zwijającej

Na rys. 2 zamieszczono charakterystyki widmowe mocy obciążeń dynamicznych prasy zwijającej, wyznaczone podczas prasowania sianokiszonki. W wielowejściowym - wielowyjściowym (MIMO) systemie mechanicznym wyznacza się macierz rozkładu mocy obciążeń dynamicznych maszyny, której elementami są moce \overline{N}_{ik} , $i \neq k$, będące wielkościami zespolonymi. W wyniku rozkładu na wartości szczególne macierzy \overline{N}_{ik} , zawierającej jako elementy części rzeczywiste lub urojone gęstości widmowych mocy obciążeń dynamicznych prasy zwijającej, przeprowadzonego dla poszczególnych częstotliwości uzyskuje się dominujące wartości szczególne $\sigma(\omega_k)_1$.

Uzyskane rozkłady dają syntetyczny obraz obciążeń dynamicznych maszyny. Dominujące widma szczególne $\sigma_{\rm Re}$ mogą być traktowane jako estymaty mocy dyssypowanej, natomiast $\sigma_{\rm Im}$ jako estymaty mocy sił sztywności i mocy sił bezwładności.

Podczas eksploatowania prasy najwyższe wartości mocy obciążeń dynamicznych występują w pasmach niskich częstotliwości: 0,5 - 2 Hz, 5 - 6,5 Hz, 11 - 12 Hz(rys. 2).

Przy wzroście mocy obciążeń dynamicznych zmieniają się wzajemne relacje między mocą sił sztywności dynamicznych i mocą sił tłumienia (rys. 3).



Rys. 2. Porównanie gęstości widmowych mocy mocy sił sztywności i bezwładności (rys. górny) i sił tłumienia(rys. dolny)



Rys. 3. Charakterystyki amplitudowe mocy obciążeń dynamicznych prasy (moduł, część urojona – ziel., część rzeczywista –czerw.);

B) Mody energetyczne w opisie degradacji struktur mechanicznych

Informacje o stanie technicznym i własnościach strukturalnych obiektu uzyskiwane są na podstawie zmian modów energetycznych charakterystyk gęstości widmowych mocy mocy testujących obciążeń dynamicznych i przedstawionych w formie syntetycznej estymat amplitudowych mocy sił sztywności dynamicznych i mocy sił tłumienia, zmieniających się wraz z postępującym procesem degradowania obiektu. Metoda pozwala wyznaczać wartości zmian sztywności struktury oraz poziom obciążeń inicjujących proces uszkadzania struktury konstrukcji.

Belkę struno-betonową poddawano cyklicznemu, degradującmu obciążeniu poprzecznemu (zginaniu). Obciążenia dynamiczne realizowano na maszynie wytrzymałościowej. Efektem dynamicznych obciążeń belki była stopniowa degradacja jej struktury. Wraz ze wzrostem obciążeń wystąpiły procesy degradacyjne o różnej intensywności. Stan spowodowany degradacji belki, wzrostem obciażenia, objawił się zmianami częstości maksimów charakterystyk. Obniżenie częstości drgań własnych belki (rys. 4) nastąpił w wyniku zmian energii dyssypowanej wewnętrznie (rys. 5) i zmian jej sztywności dynamicznej (rys. 6). Na podstawie analizy zmian ekstremów modów gęstości energetycznych (części urojone widmowych mocy mocy obciążeń testujących) wyznaczono względne zmiany (obniżenie lub wzrost) sztywności dynamicznych belki.



Rys. 4. Zmiany częstotliwości modów energetycznych w wyniku degradacji belki

W wyniku procesu degradacji technicznej obiektu mechanicznego wystąpił wzrost częstości modu I (umocnienie sztywności belki), a po inicjacji pękania wystąpiło obniżenie częstości wszystkich modów.

Kwadrat częstości drgań własnych tłumionych modu energetycznego obiektu mechanicznego ma postać:

$$\sigma_i^2 = \omega_{0i}^2 - h_i^2$$

gdzie: i – ta moda energetyczna obiektu,

 ω_{0_i} – częstość drgań własnych nietłumionych i – tego modu energetycznego,

 h_i – miara tłumienia i – tego modu,

przy czym: $\omega_{0_i}^2 = \frac{\mathbf{k}_i}{\mathbf{m}_i}$, $\mathbf{h}_i = \frac{\mathbf{c}_i}{\mathbf{m}_i}$

gdzie: k_i – sztywność dynamiczna, m_i

masa dynamiczna, c_i – współczynnik tłumienia.



Rys. 5. Zmiany tłumienia modów energetycznych w wyniku degradacji belki

Zmiany tłumienia są różne dla poszczególnych modów energetycznych. Największe zmiany tłumienia obserwuje się dla modu o niskiej częstotliwości. Względna zmiana sztywności dynamicznych obiektu w wyniku jego degradacji strukturalnej:

$$\frac{\mathbf{k}_{i} - \mathbf{k}_{r}}{\mathbf{k}_{i}} \approx 1 - \frac{\omega_{0r}^{2}}{\omega_{0i}^{2}} \quad [\%]$$

Na podstawie analizy zmian modów energetycznych wyznaczono względne zmiany(wzrost lub obniżenie) sztywności dynamicznych belki w wyniku jej degradacji (rys. 4).



Rys. 6. Zmiany sztywności dynamicznych belki struno-betonowej w wyniku degradacji belki

Maksymalny wzrost sztywności dynamicznej belki osiągał wartość około 4,5 % (I mod), natomiast obniżanie sztywności dynamicznych belki następowało w krótkim czasie, osiągając wysokie wartości (II i III mod, rys. 6).

C) Zmiany strukturalne w procesie spawania elementu maszyny (sprężyna kultywatora)

Wykonano badania charakterystyk strukturalnych sprężyny kultywatora (rys. 7) w dwóch stanach: a) nowa sprężyna, b) po przecięciu i zespawaniu. Sprężynę poddawano wymuszeniom testującym. Na rysunkach zamieszczono porównanie modułów gęstości widmowych mocy GN obciążeń dynamicznych testujących, wyznaczone przy zadawaniu wymuszenia testującego na stanowisku badań przyspieszonych.



Rys.7. Sprężyna na stanowisku badawczym



Rys.8. Moduły części rzeczywistych gęstości widmowych mocy obciążenia testującego sprężyny kultywatora(1- bez zmian, 2-po spawaniu)



Rys.9. Moduły części rzeczywistych gęstości widmowych mocy obciążenia testującego sprężyny kultywatora (1- bez zmian, 2-po spawaniu)

Przesunięcie ekstremów charakterystyk oraz występowanie minimów (anty-rezonansów) w charakterystykach energetycznych stanowi potwierdzenie stanu degradacji elementu maszyny w procesie spawania. Proponowana metoda energetycznego modelowania w diagnostyce i opisie procesu degradacji maszyn weryfikuje potrzebę uwzględnienia rozdzielnie energii dyssypowanej oraz energii sił bezwładności i sił sztywności dynamicznej złożonego układu mechanicznego.

3. WNIOSKI

- 1. Procesy stanowiące o charakterystyce stanu technicznego maszyny mają wymiar energetyczny.
- Metoda analizy rozdziału mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych umożliwia wyznaczanie charakterystyk procesu degradacji technicznej obiektów mechanicznych i opis ich stanu technicznego.
- Tłumienie drgań jest wielkością stanowiącą o początkowej fazie degradacji strukturalnej obiektu mechanicznego. Zmiany sztywności dynamicznych, objawiających się pękaniem, występują głównie w drugiej, końcowej fazie

degradacji technicznej obiektu mechanicznego. Analiza tych zmian pozwala ustalić wartości graniczne mocy obciążeń, powodujących inicjację procesów degradacji strukturalnej elementu obiektu mechanicznego.

LITERATURA

- Cempel C., Tabaszewski M.: Teoria degradacji maszyn i urządzeń jako ewolucyjnych systemów otwartych z ograniczoną dyssypacją sprawozdanie z badań KBN 0858/P4/93. Politechnika Poznańska(IMS), Poznań 1996.
- 2. Cempel C.: *Teoria inżynierii systemów, skrypt*, Zakład Dynamiki - Wibroakustyki Systemów, Politechnika Poznańska, Poznań 2000.
- Cempel C.: Modele systemów przetwarzania energii w teorii i inżynierii systemów. Promocja na Doktora Honoris Causa Politechniki Szczecińskiej, Politechnika Szczecińska, 1995.
- 4. Cempel C.: *Modele diagnostyki wibroakustycznej,* Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów, Bydgoszcz 1994.
- Cieślik J.: Natężenie dźwięków strukturalnych w diagnostyce nieciągłości elementów konstrukcyjnych, 3rd International Congress of Technical Diagnostics, Poznań 2004
- Kaźmierczak H.: Analiza rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych, Rozprawy Nr 363, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- Kaźmierczak H.: Dynamic load power distribution in mechanical systems, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 3(127), 127-141, ITE Radom 2003.
- Kaźmierczak H.: Badania trwałości zmęczeniowej maszyn metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych, Diagnostyka vol.26, 133-142, 2002, PTDT przy Wydziale Nauk Technicznych PAN.
- Kaźmierczak H.: Energetic description of the destruction process of machine structural nodes, Machine Dynamics Problem, Vol. 27, No 3, 113-123, Warszawa 2003
- Kaźmierczak H.: Analiza destrukcji maszyny metodą rozkładu mocy obciążeń dynamicznych, DIAGNOSTICS'2004 –3rd International Congress of Technical Diagnostics
- 11. Kaźmierczak H., Kromulski J., Pawłowski T.: Energetyczne charakterystyki degradacji przyczepy, Diagnostyka vol.33, 2005, PTDT przy Wydziale Nauk Technicznych PAN.
- 12. Kaźmierczak H., Kromulski J., Cempel C., Barczewski R.: *Energetic description of the destruction process of steel concrete structures*, COST Action 534 New Materials and Systems for Prestressed Concrete Structures, Workshop of COST on NTD Assessment and New Systems in Prestressed Concrete Structures, Radom 2005.
- 13. Kaźmierczak H., Kromulski J., Barczewski R.: Structural characteristics of prestressed concrete

beams, 6th International Seminar on Technical System Degradation Problems, VI Międzynarodowe Seminarium Degradacji Systemów Technicznych, Liptowski Mikulasz 11-14 kwietnia 2007, str. 142-144.

- Kaźmierczak H., Pawłowski T. Kromulski J.: Mody energetyczne w opisie degradacji struktur mechanicznych, XII Szkoła Analizy Modalnej-AGH Kraków; 2007.
- 15. Łagoda T.: Energetyczne modele oceny trwałości zmęczeniowej materiałów konstrukcyjnych w warunkach jednoosiowych i wieloosiowych obciążeń losowych. Studia i monografie, z. 121. Politechnika Opolska, Opole 2001.
- Osiński Z.: *Tłumienie drgań*, PWN, Warszawa 1997
- Radkowski S., Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Warszawa – Radom 2002.
- Szala J.: Zmęczeniowe pękanie materiałów i konstrukcji – rozwój nauki i zastosowań praktycznych, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, zeszyt 2 (126), vol. 36, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
- Szala J., Szala G.: Dwuparametryczne charakterystyki zmęczeniowe – sformułowanie problemu, Problemy Eksploatacji Nr 3/2001(42), Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
- 20. Uhl T.: Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych, WNT, Warszawa 1997.
- 21. Wegner T.: Metody energetyczne w wytrzymałości materiałów, Hipoteza wytrzymałościowa stateczności równowagi wewnętrznej. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 81 stron, Poznań 1999.



Doc. dr hab. **Henryk KAŹMIERCZAK** – absolwent Wydziału Mat. Fiz. Chem. Uniwersytetu

Fiz. Chem. Uniwersytetu im. Adama Mickiewicza w Poznaniu, stopień doktora nauk technicznych uzyskał w 1977r. na Wydziale Budowy Maszyn Politechniki Poznańskiej. Stopień doktora habilito-

wanego nauk technicznych z dziedziny mechanika uzyskał w 2002r. na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej. Jest autorem ponad 250 publikacji naukowych. Zajmuje się zagadnieniami z dziedziny dynamiki maszyn, diagnostyki technicznej, identyfikacji własności dynamicznych maszyn, w tym metodami analizy modalnej. Ostatnie publikacje dotyczą energetycznego modelowania obciążeń w maszynach oraz zastosowania metody analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych do badań procesów degradacji i trwałości maszyn. Jest członkiem krajowych i zagranicznych towarzystw naukowych.



Tadeusz Dr inż. PAWŁOWSKI – dyrektor Instytutu Przemysłowego Rolniczych Maszyn w Poznaniu. Absolwent Politechniki Poznańskiej, autor lub współautor ponad 80 prac naukowych z zakresu nowoczesnych metod analiz wytrzymałości konstrukcji, symulacyjnego szacowania

dynamicznych konstrukcji nośnych, obciążeń funkcjonalnej maszyn urządzeń, analizy i komputerowego wspomagania projektowania (CAD) oraz projektowania napędów hydrostatycznych w maszynach rolniczych. Autor rozprawy pt. "Dynamika cienkościennych konstrukcji nośnych rolniczych z uwzglednieniem maszvn sił uogólnionych III rzedu".



Dr Jacek KROMULSKI jest adiunktem w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych. W działalności naukowej zajmuje się zagadnienia-mi dynamiki strukturalnej, modelowania, analizy modalnej oraz analizy sygnałów. Jest autorem ponad 80 prac dotyczących tych zagadnień.

SYMPTOMY DIAGNOSTYCZNE DEFEKTÓW KONSTRUKCJI PODPIERAJĄCEJ WIRNIK

Grzegorz ŻYWICA

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

Streszczenie

Prezentowany artykuł dotyczy analizy defektów konstrukcji podpierającej wirnik. Obiektem badań było wielkogabarytowe Stanowisko Badawcze Dynamiki Wirników i Łożysk. Podczas badań wykorzystany został zweryfikowany, numeryczny model badanej maszyny wirnikowej. Analizie poddano kilka wybranych klas defektów, które mogłyby się pojawić podczas normalnej eksploatacji maszyny. W ramach badań przeprowadzono obszerne obliczenia symulacyjne, które pozwoliły na sformułowanie wniosków na temat wpływu poszczególnych defektów na warunki pracy maszyny wirnikowej. Udowodniono również, że niektóre z analizowanych defektów mogą mieć istotny wpływ na drgania wirnika.

Słowa kluczowe: maszyny wirnikowe, dynamika wirników, analiza defektów.

THE DIAGNOSTIC SYMPTOMS OF DEFECTS IN THE ROTOR SUPPORTING STRUCTURE

Summary

In the presented article the author's attention was focused most of all on analysis of supporting structure defects. The object of investigation was the large-dimension Rotor Dynamics and Bearing Research Rig. During the examination the verified numerical model of the rotating machine was used. A few classes of defects, which could appear in operation process, were considered. In scope of investigation the extensive numerical calculation were performed. It allowed to assess the influence of some defects of supporting structure might have significant influence on the rotor vibrations.

Keywords, rotating machines, rotor dynamics, defects analysis.

1. WPROWADZENIE

Analiza własności dynamicznych typowych maszyn wirnikowych sprowadza się najczęściej do analizy układu typu wirnik-łożyska-konstrukcja podpierająca [1-4]. Z uwagi na trudne do teoretycznego opisania własności, każdy z podstawowych podukładów maszyny wirnikowej może stanowić odrębny problem. W praktyce zdarza się również, że w przypadku takich maszyn wirnikowych jak turbiny energetyczne, każdym z tych podukładów zajmują się odrębne zespoły badawcze [1]. Ponieważ pomiędzy poszczególnymi podukładami występują sprzężenia, ostateczny opis teoretyczny takiej maszyny powinien być spójny.

Różnej klasy defekty maszyn wirnikowych są częstym tematem prac badaczy zajmujących się konstrukcją, eksploatacją oraz diagnostyką takich obiektów. W literaturze krajowej jak i światowej odnaleźć można szereg prac poświęconych defektom elementów takich jak: wirnik i jego łopatki, sprzęgła, łożyska czy przekładnie. Znacznie mniej uwagi poświęca się częściom konstrukcji podpierającej wirnik. Pomimo, że w bezpośredni sposób nie biorą one udziału w ruchu roboczym maszyny, to są niezbędne do jej prawidłowego działania. Jak wynika z badań przeprowadzonych dla turbin parowych, defekty układu podpierającego wirnik stanowią dość poważny i częsty problem [5, 6]. W przypadku niektórych maszyn defekty tego typu są przyczyną ok. 10% niesprawności. W związku z powyższym należy stwierdzić, że defekty konstrukcji podpierającej również wymagają wnikliwej i wszechstronnej analizy, co może przyczynić się do lepszej oceny stanu technicznego maszyn wirnikowych, a tym samym w przyszłości pozwoli uniknąć wielu awarii.

W ostatnich latach w diagnostyce niektórych maszyn (szczególnie maszyn krytycznych), coraz częściej wykorzystuje się diagnostykę według modelu [1, 2, 7, 8]. Prezentowany w dalszej części artykułu model numeryczny maszyny wirnikowej pozwala na uzyskanie symptomów różnej klasy defektów. W podobny sposób można przeprowadzić badania dla praktycznie dowolnej maszyny wirnikowej, co pozwoli na stworzenie zbioru relacji diagnostycznych, będących podstawą funkcjonowania współczesnych systemów diagnostycznych.

2. CHARAKTERYSTYKA OBIEKTU BADAŃ

Obiektem badań było Stanowisko Badawcze Dynamiki Wirników i Łożysk, znajdujące się w Laboratorium Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Stanowisko jest doskonałym przykładem klasycznej maszyny wirnikowej. Jej część roboczą stanowi ułożyskowany ślizgowo trójpodporowy wirnik osadzony w stalowej ramie, która jest przymocowana do żelbetonowego bloku fundamentowego spoczywającego na wibroizolatorach pneumatycznych. Ogólny schemat stanowiska wraz z wymiarami gabarytowymi przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat Stanowiska Badawczego Dynamiki Wirników i Łożysk (1-wirnik, 2-stojak łożyskowy, 3-dysk, 4-sprzęgło, 5-łożysko oporowe, 6-rama, 7-wspornik, 8-blok fundamentowy, 9-wirboizolatory, 10-silnik, 11-przekładnia zębata)

Prezentowane na powyższym rysunku stanowisko było obiektem wielu badań eksperymentalnych, dzięki czemu jest ono dobrze rozpoznaną konstrukcją [1, 2, 9]. Służyło miedzy innymi do weryfikacji opracowanej w IMP PAN, unikalnej w skali kraju serii programów komputerowych MESWIR, przeznaczonych do analizy stanu dynamicznego maszyn wirnikowych w zakresie liniowym i nieliniowym. W odniesieniu do omawianego stanowiska przeprowadzone zostały również testy modalne. Wyniki przeprowadzonych wcześniej badań laboratoryjnych mogły być wykorzystane przy opracowywaniu wiarygodnego modelu maszyny wirnikowej.

3. MODEL MASZYNY WIRNIKOWEJ

W celu przeprowadzenia badań symulacyjnych opracowano model numeryczny badanej maszyny wirnikowej. Do analizy konstrukcji podpierającej wirnik wykorzystano komercyjny system Metody Elementów Skończonych ABAQUS [10]. Szczegółowe omówienie procesu modelowania oraz weryfikacji modelu było już tematem wcześniejszych publikacji [11, 12], w związku z czym zagadnienia te nie będą w tym miejscu omawiane. Należy jednak wspomnieć, że jest to model liniowy, składający się z blisko 400 tyś. stopni swobody (rys. 2.). Dzięki eksperymentalnej weryfikacji modelu uzyskano dużą zgodność symulacyjnych i eksperymentalnych charakterystyk dynamicznych podpór łożyskowych [11-13]. Model konstrukcji podpierającej został również zweryfikowany w zakresie postaci i częstości drgań własnych.



Rys. 2. Model MES konstrukcji podpierającej wirnik

W celu zbadania wpływu wybranych klas defektów konstrukcji podpierającej na stan dynamiczny wirnika, do modelu przedstawionego na powyższym rysunku zostały wprowadzone odpowiednie modyfikacje. W tym miejscu należy podkreślić, że defekty były wprowadzane do wcześniej zidentyfikowanego modelu, gdyż tylko taki model może być wiarygodnym źródłem prowadzonych informacji. badań Podczas rozważano następujące klasy defektów:

- pęknięcie podpory łożyskowej,
- defekty śrub łączących ramę z blokiem fundamentowym (poluzowanie i pęknięcie śrub),
- spadek sztywności wibroizolatorów,
- spadek sztywności gruntu, na którym posadowiona była maszyna wirnikowa.

Dla każdej z wymienionych klas defektów analizowano kilka wariantów, w których zmianie ulegały parametry definiujące dany defekt. W przypadku pęknięć była to głębokość oraz lokalizacja uszkodzenia. Przy analizie defektów związanych ze spadkiem sztywności poszczególnych podzespołów stanowiska, zmieniane były wartości definiujące sztywność tych elementów dla modelu bazowego.

Ponieważ podstawowym celem prowadzonych prac było zbadanie wpływu defektów konstrukcji podpierającej na stan dynamiczny całej maszyny wirnikowej, konieczne było przeprowadzenie obliczeń uwzględniających wszystkie najważniejsze podukłady. W tym celu, na podstawie przebiegów zespolonych podatności dynamicznych podpór łożyskowych wyznaczone zostały macierze sztywności, tłumienia oraz mas zwiazanych definiujące własności dynamiczne całego układu podpierającego. Zostały one wyznaczone w oparciu o zmodyfikowaną metodę dwupunktową dla wielu częstości wzbudzenia [13]. W wyniku takiej transformacji uzyskano wielkości, które mogły być wprowadzone do programów służących do obliczeń dynamiki wirnika i łożysk ślizgowych.

Analizę wirnika wraz z łożyskami ślizgowymi przeprowadzono przy wykorzystaniu programów serii MESWIR [1, 2]. W zakresie obliczeń kinetostatycznych wykorzystano program KINWIR-60 bazujący na diatermicznym modelu łożysk ślizgowych. Do przeprowadzenia nieliniowych obliczeń dynamicznych został zastosowany program NLDW-80. Model dyskretny wirnika, opracowany dla programu NLDW-80 został przedstawiony na rysunku 3.



Rys. 3. Model numeryczny wirnika laboratoryjnego

Prezentowany model odpowiadał wirnikowi o średnicy 0,1 m i długości 3,4 m, który składał się z dwóch wałów połączonych sprzęgłem. Na rzeczywistym wirniku osadzone były dwa dyski o masie 185 kg, na których przymocowane były obciążniki wprowadzające niewywagi. Masy obciążników dobrano tak, aby odpowiadały one odchyleniom głównych osi bezwładności dysków o 15 μm oraz dodatkowo obrócono je względem siebie o 180°. Wirnik spoczywał w trzech łożyskach ślizgowych z luzem kołowo-cylindrycznym i dwiema kieszeniami smarnymi.

Integracja trójwymiarowego modelu konstrukcji podpierajacej z belkowym modelem linij wirników ślizgowych odbywała i łożvsk sie poprzez współczynniki sztywności i tłumienia w programie KINWIR-60 i dodatkowo współczynniki mas związanych w programie NLDW-80. Zastosowana zmodyfikowana metoda transformacji charakterystyk dynamicznych podpór łożyskowych rzeczywistych współczynników do macierzy sztywności, tłumienia i mas pozwalała na uwzględnienie nawet subtelnych zmian wywołanych pojawieniem się wcześniej omówionych defektów konstrukcji podpierającej. Dzięki zastosowaniu takiego podejścia możliwa była spójna analiza badanego układu i ocena wpływu rozpatrywanych uszkodzeń na własności dynamiczne analizowanej maszyny wirnikowej.

4. WYNIKI OBLICZEŃ

W celu rozpoznania symptomów poszczególnych klas defektów konstrukcji podpierającej wirnik konieczne było przeprowadzenie serii obliczeń numerycznych, podczas których do modelu bazowego wprowadzono modyfikacje odpowiadające poszczególnym uszkodzeniom. W pierwszym kroku wykonano obliczenia samej konstrukcji podpierającej a następnie, uzyskane charakterystyki dynamiczne podpór stanowiły punkt wyjścia do obliczeń linii wirników i łożysk.

Na rysunku 4 przedstawiono przebiegi trajektorii drgań względnych czop-panew uzyskane dla modelu maszyny wirnikowej bez defektów (przypadek bazowy). Jest to charakterystyka typowa dla łożyskowanego ślizgowo wirnika. Można na niej wyróżnić obszar stabilnej pracy wirnika z wyraźnym rezonansem występującym przy prędkości ok. 2900 obr/min oraz granicę stabilności układu występującą przy prędkości zbliżonej do 4200 obr/min. Po przekroczeniu tej prędkości pojawiały się wiry olejowe, które następnie przechodziły gwałtownie w bicie olejowe. Znacznie mniejsze amplitudy drgań względnych czop-panew dla drugiego łożyska wynikają z tego, że było ono najbardziej dociażonym, środkowym łożyskiem wirnika. Przedstawiona poniżej charakterystyka stanowiła odniesienie dla przebiegów amplitud drgań czoppanew uzyskanych dla modeli analizowanej maszyny z wprowadzonymi defektami.



Rys. 4. Przebiegi amplitudy drgań względnych czop-panew dla modelu bez defektów konstrukcji podpierającej

Ze względu na ograniczenia wydawnicze, w tym miejscu nie zostaną przedstawione wszystkie wyniki obliczeń uzyskane przy realizacji niniejszej pracy. Wymagałoby to bowiem prezentacji kilkudziesięciu podobnych charakterystyk dla kilku wariantów każdej z rozważanych klas defektów. Wobec powyższego w dalszej części artykułu zostały przedstawione tylko wybrane przebiegi, otrzymane dla tych defektów, które wywoływały największe zmiany własności dynamicznych układu.

Na rysunku 5 zamieszczono wyniki uzyskane dla modelu, w którym wprowadzono defekt w postaci całkowitego pęknięcia wspornika (patrz rys. 1), znajdującego się z jednej strony drugiej podpory łożyskowej. Wprowadzone uszkodzenie znacznie wpłynęło na przebiegi amplitudy drgań czop-panew i to nie tylko w drugim łożysku (w obrębie którego wystąpił defekt) ale również w pozostałych dwóch łożyskach. W porównaniu z modelem bazowym, największe różnice dotyczyły tu pojawienia się wyraźnego rezonansu przy prędkości wynoszącej ok. 3000 obr/min oraz przesunięcia granicy stabilności układu w kierunku wyższych prędkości obrotowych. Po analizie trajektorii drgań wirnika przy prędkości ok. 3000 obr/min okazało się, że zmiana własności dynamicznych konstrukcji podpierającej spowodowała w tym przypadku pojawienie się bicia olejowego już przy tak niskich prędkościach obrotowych.



Rys. 5. Przebiegi amplitudy drgań względnych czop-panew dla modelu z defektem w postaci pęknięcia wspornika







Rys. 7. Przebiegi amplitudy drgań względnych czop-panew dla modelu z defektem w postaci poluzowania śruby mocującej ramę do bloku fundamentowego

Oprócz omówionego przypadku z całkowitym pęknięciem wspornika ramy, analizowano również inne, tej klasy uszkodzenia [14]. Było to: pęknięcie zlokalizowane w obszarze górnego mocowania panwi do stojaka łożyskowego, pęknięcie połączenia stojaka łożyskowego z ramą stalową, częściowe pęknięcie wspornika ramy oraz pęknięcie zlokalizowane w obszarze połączenia dwóch elementów płytowych wchodzących w skład stojaka łożyskowego. Większość z wymienionych defektów była również przyczyną zmiany przebiegów amplitudy drgań względnych czop-panew, jednak zmiany te nie były tak wyraźne jak na rysunku 5 i nie pojawiało się bicie olejowe przy stosunkowo niskich prędkościach wirnika.

Na kolejnym rysunku (rys. 6) przedstawiono wyniki obliczeń dynamiki wirnika w przypadku defektu w postaci pękniecia śruby mocującej ramę stanowiska do bloku fundamentowego. Uszkodzenie zamodelowano w jednej ze śrub zlokalizowanych w pobliżu drugiego stojaka łożyskowego. Najwieksza zmiana w odniesieniu do charakterystyki modelu bazowego było znaczne przesunięcie granicy stabilności układu w kierunku wyższych prędkości obrotowych. Wiry olejowe w tym przypadku pojawiły się dopiero przy prędkości wynoszącej około 4500 obr/min, po czym następował ich powolny rozwój aż do momentu przejścia w wyraźne bicie olejowe przy prędkości zbliżonej do 5000 obr/min. Całkowita utrata stabilności układu nastąpiła więc przy prędkości wyższej o blisko 800 obr/min. Jest to zjawisko dość zaskakujące, gdyż jak się okazało wystąpienie defektu poprawiło warunki pracy układu. Dotyczy to oczywiście tylko wybranego zakresu wyższych prędkości obrotowych. Poza uszkodzeniem jednej śruby łączącej ramę z blokiem stanowiska badawczego, obliczenia przeprowadzono również przy założeniu, że uszkodzeniu uległy dwie sąsiednie śruby. W praktyce przypadek taki występuje dość często, gdyż osłabienie jednego połaczenia skutkuje zwiekszeniem obciażenia sasiednich, co prowadzi do ich szybszego uszkodzenia. Dla takiego przypadku uzyskano rezultaty podobne do przedstawionych na rys. 6, z tym że amplitudy drgań w przedziale od obszaru rezonansu do granicy stabilności nieznacznie wzrosły.

Następnym z rozważanych defektów połączeń śrubowych było poluzowanie się dwóch sąsiednich połaczeń, zlokalizowanych tak jak poprzednio w obrębie drugiej podpory łożyskowej. Ten defekt w odróżnieniu od pęknięcia śrub sprawił, że analizowany układ utracił stabilność już przy prędkości zbliżonej do 4200 obr/min (rys. 7). Zjawisko bicia olejowego pojawiło się w tym przypadku bardzo gwałtownie, praktycznie bez wyraźnego obszaru występowania wirów olejowych. Charakterystyczne dla omawianego defektu było również ukształtowanie się dwóch wyodrębnionych maksimów na krzywej przedstawiającej amplitudy drgań czop-panew w obszarze rezonansowym dla drugiego łożyska. Fakt ten można wyjaśnić znacznym spadkiem sztywności drugiej podpory łożyskowej, co było spowodowane poluzowaniem połączenia śrubowego. Tym samym nastąpiło zwiększenie anizotropowości własności dynamicznych podparcia łożyska. Drugim rozważanym wariantem omawianej klasy defektu było poluzowanie jednej śruby. Defekt ten nie miał jednak znacznego wpływu na warunki pracy wirnika, a uzyskane wyniki były zbliżone do uzyskanych dla modelu bez defektu.

Oprócz omówionych trzech klas defektów, podczas przeprowadzonych badań zajmowano się również dużą grupą imperfekcji związanych ze spadkiem sztywności elementów konstrukcji podpierającej, na których posadowiona była cała maszyna. Tak, jak już nadmieniono w poprzednim punkcie artykułu defekty te dotyczyły spadku sztywności wibroizolatorów pneumatycznych oraz spoczywało gruntu. na którym stanowisko badawcze. W odniesieniu do każdego z tych przypadków przeanalizowano kilka wariantów, odpowiadajacvch różnej skali uszkodzenia. Zaczynając od niewielkich zmian sztywności wibroizolatorów, badania były prowadzone aż do momentu, w którym wartość tego parametru spadła o połowę. W odniesieniu do spadku sztywności sztywne utwierdzenie gruntu, nieskończenie modelujących wibroizolatory elementów pneumatyczne zastąpiono elementami sprężystymi różnych własnościach. Wyniki obliczeń 0 przeprowadzonych W odniesieniu do samej konstrukcji podpierającej wykazały, że tego rodzaju defekty spowodowały zmiany charakterystyk dynamicznych konstrukcji podpierającej wyłącznie w zakresie niskich częstotliwości wymuszenia. W tym zakresie doszło do niewielkich zmian częstotliwości występowania rezonansów, jak i odpowiadających im wartości modułu zespolonej podatności dynamicznej. Wynika to z faktu, że spadek sztywności wibroizolatorów oraz gruntu spowodował zmiany modelu modalnego układu w zakresie niskoczestotliwościowych form drgań, odpowiadających oscylacjom całej konstrukcji jako bryły sztywnej. Część charakterystyk właściwa dla wyższych częstotliwości (powyżej kilkunastu Hz) pozostała praktycznie niezmieniona. Zgodnie obliczenia z powyższym, dynamiki wirnika w interesującym nas zakresie prędkości obrotowych (od 990 obr/min) wykazały, że w przypadku spadku sztywności elementów na których posadowiona była maszyna wirnikowa, nie doszło do żadnych istotnych zmian. Amplitudy drgań względnych czopów łożyskowych we wszystkich trzech łożyskach pozostały praktycznie niezmienione w stosunku do modelu bez defektów. Defekty tego typu prawdopodobnie nie wpłynęłyby więc na własności dynamiczne badanej maszyny wirnikowej podczas jej normalnej pracy przy prędkościach rzędu kilku tysięcy obr/min. Mogłyby mieć jednak niebagatelny wpływ na charakterystyki układu podczas rozbiegu i wybiegu maszyny.

Ponieważ znaczna część stosowanych w przemyśle maszyn wirnikowych (np. turbozespołów energetycznych) pracuje przy stałej prędkości obrotowej, należy przyjrzeć się również jaki wpływ miałyby omówione wcześniej defekty na warunki pracy maszyny pracującej ze stałą prędkością wirnika. W tym przypadku porównano trajektorie drgań względnych oraz bezwzględnych czopów łożyskowych, co znacznie ułatwiło interpretację uzyskanych wyników. Przyjęta prędkość obrotowa wynosiła 2970 obr/min i była zbliżona do nominalnej prędkości obrotowej maszyn wirnikowych pracujących w energetyce krajowej. Ze względu na ograniczone rozmiary artykułu, poniżej zostały przedstawione tylko wybrane wyniki obliczeń.



Rys. 8. Trajektorie drgań czop-panew dla modelu bez defektów przy prędkości obrotowej równej 2970 obr/min (wartości na rysunku podano w μm)



Rys. 9. Trajektorie drgań czop-panew dla modelu z defektem w postaci pęknięcia wspornika przy prędkości obrotowej równej 2970 obr/min (wartości na rysunku podano w μm)

Na rysunku 8 przedstawiono trajektorie drgań względnych czop-panew dla modelu bazowego. Na kolejnym rysunku (rys. 9) zaprezentowano trajektorie drgań tych samych elementów układu, przy takiej samej prędkości obrotowej wirnika, po wprowadzeniu defektu w postaci pęknięcia wspornika ramy. Należy zauważyć, że pomimo wprowadzenia defektu w obszarze jednej podpory łożyskowej, odnotowano zmiany trajektorii drgań we wszystkich wezłach łożyskowych. We wszystkich łożyskach wzrosły amplitudy drgań a trajektorie przyjęły nieregularny kształt, co świadczyło o zakłóceniu stabilnej pracy układu. W przypadku pozostałych klas defektów również odnotowano zmiany trajektorii drgań, jednak nie były one tak znaczne jak na rysunku 9.

5. PODSUMOWANIE

Nawiązując do tematu artykułu, należy stwierdzić, że w przypadku analizowanej maszyny wirnikowej istotne zmiany charakterystyk uzyskano wyłącznie w odniesieniu do rozległych defektów konstrukcji podpierającej. Zmiany te z pewnością mogłyby być wykorzystane jako symptomy pojawienia się określonych defektów. Dotyczy to zwłaszcza przypadku, w którym mieliśmy do czynienia z całkowitym uszkodzeniem wspornika, na opierała się rama którym stanowiska badawczego. Dla tego defektu mieliśmy do czynienia ze znacznymi zmianami przebiegów amplitudy drgań względnych czop-panew oraz kształtu trajektorii drgań. Odnośnie pozostałych klas defektów, poziom zmian analizowanych parametrów zależał przede wszystkim od skali uszkodzenia.

Aby parametry sygnałów, które są mierzone podczas pracy maszyny mogły stanowić symptom pojawienia się określonego defektu, muszą być one czułe oraz stabilne. Dodatkowy problem wirnikowych w przypadku maszyn stanowi niejednoznaczność diagnostycznych. sygnałów Zmiany amplitudy oraz kształtu trajektorii drgań elementów wirnika mogą być spowodowane przez uszkodzenia różnych elementów maszyny wirnikowej (np. łożysk). W tego typu maszynach istnieje jednak możliwość jednoczesnego pomiaru drgań w różnych miejscach, co w przypadku defektów konstrukcji podpierającej mogłoby znacznie ułatwić interpretacje wyników. Defekty takie jak pęknięcia prawie zawsze powodują lokalne spadki sztywności dynamicznej, a tym samym wzrost amplitudy drgań przy określonych częstotliwościach wymuszenia układu.

Podobne do prezentowanych badań można przeprowadzić w odniesieniu do dowolnej maszyny wirnikowej. W każdym z takich przypadków zbiór rozważanych defektów należy ograniczyć do tych najczęściej występujących podczas eksploatacji oraz typowych dla danej konstrukcji. Konieczna jest również klasyfikacja zmian mierzonych sygnałów jako symptomów określonych defektów. Może to w istotny sposób przyczynić się do prawidłowego określania stanu obiektu technicznego, a tym samym uniknąć wielu drastycznych w skutkach awarii.

LITERATURA

- [1] Kiciński J. (Red.), i in. Modelowanie i diagnostyka oddziaływań mechanicznych, aerodynamicznych i magnetycznych w turbozespołach energetycznych. Wydawnictwo IMP PAN, Gdańsk 2005
- [2] Kiciński J., *Rotor Dynamics*. IFFM Publishers, Gdańsk 2006
- [3] Cavalca K. L., et al., An Investigation of the Influence of the Supporting Structure on the Dynamic of the Rotor System. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 19, p. 157-174, 2005

- [4] Feng N.S, et al., Difficulties in Predicting Vibrations in Turbomachinery with Hydrodynamic Bearings. ISMA International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven (Belgium), p. 3621-3630, 2006
- [5] Orłowski Z., *Diagnostyka w życiu turbin parowych*. WNT, Warszawa 2001
- [6] Czop P., Parametric Approach to Rotating Machinery Diagnostics under Transient Operating Condition. Diagnostyka, Vol. 34, p. 111-114, 2005
- [7] Cholewa W., Kiciński J. (Red.), Diagnostyka techniczna. Odwrotne modele diagnostyczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997
- [8] Niziński S., Michalski R., Diagnostyka obiektów technicznych. Biblioteka Problemów Eksploatacji, Radom 2002
- [9] Rybczyński J., Stanowisko do badania dynamiki wirników i łożysk ślizgowych. Zeszyt Naukowy IMP PAN, nr 429/1394/94, Gdańsk 1994
- [10] ABAQUS Analysis User's Manual. ABAQUS, Inc. 2004
- [11] Żywica G., Identyfikacja modelu konstrukcji podpierającej maszyny wirnikowej. Diagnostyka, Vol. 40, s. 71-76, 2006
- [12] Baranowski R., Dziurdź J., Pakowski R., Żywica G. oraz Batko W. i Dąbrowski Z. (Red.), Nowoczesne metody badania procesów wibroakustycznych - część II. Biblioteka Problemów Eksploatacji, Radom 2006
- [13] Żywica G., Simulation Investigation of the Effect of a Supporting Structure Defect on Dynamic State of the Rotor Supported on Slide Bearings. ASME IDET/CIE 2007 Conference, Las Vegas (USA), 2007
- [14] Żywica G., Wpływ pęknięcia na własności dynamiczne konstrukcji podpierającej wirnik. Wybrane zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych. (red. Uhl T.), AGH, s. 246-254, Kraków 2006



Mgr inż. Grzegorz ŻYWICA (ur. 1980 r.) - ukończył studia Wydziale na Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko - Mazurskiego na w Olsztynie kierunku Mechanika i Budowa Maszyn. doświadczenie Posiada w przemyśle jako konstruktor urządzeń ciśnieniowych. Od 2005 r. pracuje w Instytucie

Maszyn Przepływowych PAN na stanowisku asystenta w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych. Zajmuje się głównie zagadnieniami modelowania i symulacji maszyn wirnikowych przy wykorzystaniu Metody Elementów Skończonych oraz analizą modalną konstrukcji mechanicznych.

METODA OPTYMALIZACJI PRZEGLĄDÓW OKRESOWYCH TRANSPORTOWYCH SYSTEMÓW NADZORU Z UWZGLĘDNIENIEM EFEKTYWNOŚCI NAKŁADÓW FINANSOWYCH

Adam ROSIŃSKI

Politechnika Warszawska, Wydział Transportu Zakład Telekomunikacji w Transporcie 00-662 Warszawa, ul. Koszykowa 75 Tel. 022-234 70 36, email: <u>adro@it.pw.edu.pl</u>

Streszczenie

W referacie zaprezentowano metodykę optymalizacji procesu eksploatacyjnego transportowych systemów nadzoru z uwzględnieniem uwarunkowań ekonomicznych, jakimi są nakłady finansowe przeznaczone na przeglądy okresowe i efektywność ich wykorzystania. Podano zależność, która maksymalizuje wartość wskaźnika efektywności nakładów finansowych przy określonych uwarunkowaniach niezawodnościowych, eksploatacyjnych i ekonomicznych.

Słowa kluczowe: eksploatacja, transportowe systemy nadzoru.

EXPLOITATION STRATEGIES OF MONITORING TRANSPORT SYSTEMS WITH THE REGARD OF THE EFFICIENCY OF FINANCIAL EXPENDITURES

Summary

The paper presents the methodology of optimization of the exploitation process of transport supervision systems with the regard of economic conditions, which are financial expenditures designed on periodical reviews and the efficiency of their utilization. There is determined the equation which maximalize the value of coefficient of efficiency of financial expenditures with the defined reliability, exploitation and economic conditions.

Keywords: exploitation, monitoring transport systems.

1. WSTĘP

Transportowe systemy nadzoru realizują usługę zapewnienia bezpieczeństwa podróżowania, która jest jedną z usług realizowanych przez systemy telematyki transportu. Usługa ta jest realizowana m.in. poprzez systemy zainstalowane w obiektach stałych lotniska, dworcach kolejowych, bazach logistycznych, terminalach przeładunkowych, jak też poprzez systemy zainstalowane w obiektach ruchomych (np. pojazdach).

systemy Transportowe nadzoru pracują w zróżnicowanych warunkach eksploatacyjnych. Ich poprawne funkcjonowanie jest uzależnione nie tylko od niezawodności poszczególnych części składowych tworzących system, ale także od przyjętych do realizacji przeglądów okresowych [1, 2]. Istnieje metoda optymalizacji przeglądów okresowych [4, 5], która uwzględnia wybrane własności niezawodnościowe (intensywność uszkodzeń), eksploatacyjne (intensywność napraw, intensywności obsługiwania eksploatacyjnego) i ekonomiczne (nakłady finansowe). Umożliwia ona wyznaczenie intensywności z jakimi powinny się one odbywać przy kryterium optymalizacyjnym, które maksymalizuje wartość wskaźnika gotowości.

W rzeczywistych warunkach pracy transportowych systemów nadzoru przeglądy mogą być przeprowadzane z intensywnościami, które nie wartościami optymalnymi. Wynika są to z konieczności ponoszenia nakładów finansowych, które przeznaczone są na przeglądy. Dlatego zachodzi potrzeba opracowania metody optymalizacji przeglądów okresowych systemów nadzoru transportowych uwzględnieniem określonych uwarunkowań Z ekonomicznych (nakłady finansowe i efektywność wykorzystania). W referacie zostanie ich zaprezentowana metodyka rozwiązania tego zagadnienia.

2. OPTYMALIZACJA PRZEGLĄDÓW OKRESOWYCH Z UWZGLĘDNIENIEM UWARUNKOWAŃ EKONOMICZNYCH

Analizując proces eksploatacyjny transportowych systemów nadzoru można w nim wyróżnić następujące stany:

- stan użytkowania S_{00} ,
- stan naprawy S_{10} ,

- stan przeglądu I rodzaju S₀₁ (podczas którego wykonuje się podstawowe czynności wymagane zakresem obsług),
- stan przeglądu II rodzaju S₁₁ (podczas którego wykonuje się rozszerzony zakres czynności obsługowych).

Na rys. 1 przedstawiono graf przejść pomiędzy wymienionymi stanami. Przejścia pomiędzy stanami zawierają współczynniki:

 k₁ – współczynnik przeglądu I rodzaju - określa on zależność liniową pomiędzy aktualną intensywnością przeglądu I rodzaju, a optymalną intensywnością przeglądu I rodzaju dla której wartość wskaźnika gotowości jest maksymalna,

 k₂ – współczynnik przeglądu II rodzaju - określa on zależność liniową pomiędzy aktualną intensywnością przeglądu II rodzaju, a optymalną intensywnością przeglądu II rodzaju dla której wartość wskaźnika gotowości jest maksymalna.



Rys. 1. Graf przejść między stanem użytkowania (S₀₀), naprawy (S₁₀), przeglądu I (S₀₁) i II (S₁₁).Oznaczenia na rysunku:

- λ intensywność uszkodzeń,
- μ intensywność napraw,
- λ_1 intensywność przeglądów I rodzaju,
- μ_1 intensywność obsługiwania eksploatacyjnego I rodzaju,
- λ_2 intensywność przeglądów II rodzaju,
- μ_2 intensywność obsługiwania eksploatacyjnego II rodzaju,
- k_1 współczynnik przeglądu I rodzaju,
- k2 współczynnik przeglądu II rodzaju.

zagadnieniem Ważnym występującym w praktyce, jest dysponowanie przez użytkownika transportowych systemów nadzoru ograniczonym zasobem środków finansowych przeznaczonych na przeglądy okresowe. Wymaga to określenia wpływu nakładów finansowych przeznaczonych na przeglądy okresowe na wskaźnik gotowości systemu Kg. Dlatego też wprowadzono współczynnik C, który będzie określał dostępne środki finansowe przeznaczone na przeglądy I i II rodzaju. Przyjmijmy, że:

- C = 2 dla optymalnych intensywności przeglądów I i II rodzaju (K_g = max. dla $\lambda_1 = \lambda_{1optym}$ i $\lambda_2 = \lambda_{2optym}$ [5]),
- C = 0 dla intensywności przeglądów I i II rodzaju równych zero (brak przeglądów).

Przeprowadzając analizę matematyczną otrzymano następującą zależność:

$$K_{g} = \frac{(\lambda + k_{1} \cdot \lambda_{1optym} \cdot C + k_{2} \cdot \lambda_{2optym} \cdot C) \cdot \mu \cdot \mu_{1} \cdot \mu_{2}}{(\lambda + k_{1} \cdot \lambda_{1optym} \cdot C + k_{2} \cdot \lambda_{2optym} \cdot C) \cdot \mu \cdot \mu_{1} \cdot \mu_{2} + \lambda^{2} \cdot \mu_{1} \cdot \mu_{2} + (k_{1} \cdot \lambda_{1optym} \cdot C)^{2} \cdot \mu \cdot \mu_{2} + (k_{2} \cdot \lambda_{2optym} \cdot C)^{2} \cdot \mu \cdot \mu_{1}}$$
(1)

Zobrazowanie graficzne równania (1) w przestrzeni trójwymiarowej jest niemożliwe z uwagi na fakt występowania zależności wskaźnika gotowości K_g od trzech zmiennych: k_1 , k_2 , C. Dlatego zastosowano zależność: $k_1 + k_2 = 1$ i otrzymano następujące równanie (2):

$$K_{g} = \frac{(\lambda + k_{1} \cdot \lambda_{1_{optym}} \cdot C + (1 - k_{1}) \cdot \lambda_{2_{optym}} \cdot C) \cdot \mu \cdot \mu_{1} \cdot \mu_{2}}{\left[\lambda + k_{1} \cdot \lambda_{1_{optym}} \cdot C + (1 - k_{1}) \cdot \lambda_{2_{optym}} \cdot C\right] \cdot \mu \cdot \mu_{1} \cdot \mu_{2} + \lambda^{2} \cdot \mu_{1} \cdot \mu_{2} + (k_{1} \cdot \lambda_{1_{optym}} \cdot C)^{2} \cdot \mu \cdot \mu_{2} + \left[(1 - k_{1}) \cdot \lambda_{2_{optym}} \cdot C\right]^{2} \cdot \mu \cdot \mu_{1}}$$

$$(2)$$

Przykład 1 Przyjęto, że:

- intensywność uszkodzeń $\lambda = 1,2027 \cdot 10^{-5} \left[\frac{1}{h} \right]$
 - (odpowiada to systemowi, którego niezawodność wynosi 0,9),
- intensywność napraw $\mu = 0,0666 \left[\frac{1}{h}\right]$
- (odpowiada to czasowi naprawy 15 [h]), - intensywność obsługiwania eksploatacyjnego I rodzaju $\mu_1 = 0.5 \left[\frac{1}{h} \right]$ (odpowiada to czasowi przeglądu 2 [h]),
- intensywność obsługiwania eksploatacyjnego II rodzaju $\mu_2 = 0.1666 \left[\frac{1}{h}\right]$ (odpowiada to czasowi
- przeglądu 6 [h]), - intensywność przeglądów I rodzaju $\lambda_{1optym} = 2 \cdot 10^{-5} \left[\frac{1}{h} \right],$
- intensywność przeglądów II rodzaju $\lambda_{2optym} = 6 \cdot 10^{-6} \left[\frac{1}{h} \right] \cdot$

Dla tak przyjętych założeń otrzymano wykres, który został przedstawiony na rys. 2 i 3.



Rys. 2. Zależność wskaźnika gotowości K_g w funkcji współczynnika przeglądów I rodzaju k₁ i współczynnika nakładów finansowych C (widok ogólny)



Rys. 3. Zależność wskaźnika gotowości K_g w funkcji współczynnika przeglądów I rodzaju k₁ i współczynnika nakładów finansowych C: a, b - widok od strony osi k₁, c, d – widok od strony osi C Koniec przykładu 1

Analizując rys. 2 i 3 można stwierdzić, że:

- wartość wskaźnika gotowości K_g osiąga maksimum dla C=2 i k₁=0,5. Dla wartości mniejszych C (czyli mniejszych nakładów finansowych) wskaźnik K_g maleje.
- istnieje nieliniowa zależność między współczynnikiem nakładów C i współczynnikiem przeglądu k₁. Dlatego też w przypadku mniejszych nakładów finansowych niż te dla których K_g ma wartość maksymalną, warto wyznaczyć nowe intensywności obu

przeglądów przy których nastąpi maksymalizacja wskaźnika gotowości.

Aby wyznaczyć efektywność wykorzystania nakładów finansowych (w skrócie: ENF) [3] przeznaczonych na przeglądy okresowe, należy obliczyć pochodną równania (2) względem współczynnika nakładów finansowych C: $\frac{dK_g}{dC}$.

Otrzymano zatem następujące równanie (3):

$$ENF = \frac{dK_{g}}{dC} = \frac{(k_{1} \cdot \lambda_{1optym} + (1 - k_{1}) \cdot \lambda_{2optym}) \cdot \mu \cdot \mu_{1} \cdot \mu_{2}}{\left[\lambda + k_{1} \cdot \lambda_{1optym} \cdot C + (1 - k_{1}) \cdot \lambda_{2optym} \cdot C\right] \cdot \mu \cdot \mu_{1} \cdot \mu_{2} + \lambda^{2} \cdot \mu_{1} \cdot \mu_{2} + (k_{1} \cdot \lambda_{1optym} \cdot C)^{2} \cdot \mu \cdot \mu_{2} + \left[(1 - k_{1}) \cdot \lambda_{2optym} \cdot C\right]^{2} \cdot \mu \cdot \mu_{1}} - \frac{(k_{1} \cdot \lambda_{1optym} + (1 - k_{1}) \cdot \lambda_{2optym}) \cdot \mu \cdot \mu_{1} \cdot \mu_{2}}{\left[\lambda + k_{1} \cdot \lambda_{1optym} \cdot C + (1 - k_{1}) \cdot \lambda_{2optym} \cdot C\right]^{2} \cdot \mu \cdot \mu_{1}} - \frac{(k_{1} \cdot \lambda_{1optym} + (1 - k_{1}) \cdot \lambda_{2optym}) \cdot \mu \cdot \mu_{1}}{\left[\lambda + k_{1} \cdot \lambda_{1optym} \cdot C + (1 - k_{1}) \cdot \lambda_{2optym} \cdot C\right]^{2} \cdot \mu \cdot \mu_{1}}$$

$$-\frac{(\lambda+k_{1}\cdot\lambda_{1optym}\cdot C+(1-k_{1})\cdot\lambda_{2optym}\cdot C)\cdot\mu\cdot\mu_{1}\cdot\mu_{2}}{\left[\left[\lambda+k_{1}\cdot\lambda_{1optym}\cdot C+(1-k_{1})\cdot\lambda_{2optym}\cdot C\right]\cdot\mu\cdot\mu_{1}\cdot\mu_{2}+\lambda^{2}\cdot\mu_{1}\cdot\mu_{2}+\left(k_{1}\cdot\lambda_{1optym}\cdot C\right)^{2}\cdot\mu\cdot\mu_{2}+\left[\left(1-k_{1}\right)\cdot\lambda_{2optym}\cdot C\right]^{2}\cdot\mu\cdot\mu_{1}\right]^{2}}\cdot\left[k_{1}\cdot\lambda_{1optym}+(1-k_{1})\cdot\lambda_{2optym}\right]\cdot\mu\cdot\mu_{1}\cdot\mu_{2}+2\cdot\left(k_{1}\cdot\lambda_{1optym}\right)^{2}\cdot C\cdot\mu\cdot\mu_{2}+2\cdot\left[\left(1-k_{1}\right)\cdot\lambda_{2optym}\right]^{2}\cdot C\cdot\mu\cdot\mu_{1}\right]$$
(3)

Równanie (3) pozwala wyznaczyć wartość efektywności współczynnika nakładów finansowych w funkcji współczynnika przeglądów I rodzaju k_1 i współczynnika nakładów finansowych C. Przykład 2 obrazuje graficznie równanie (3).

Przykład 2

Wartości: intensywności uszkodzeń (λ) , intensywności napraw (μ) , intensywności obsługiwania eksploatacyjnego I rodzaju (μ_1), intensywności obsługiwania eksploatacyjnego II rodzaju (μ_2), optymalnej intensywności przeglądów I rodzaju (λ_1) i optymalnej intensywności przeglądów II rodzaju (λ_2) zostały przyjęte tak jak w przykładzie 1.

Dla tak przyjętych założeń otrzymano wykres, który został przedstawiony na rys. 4.



Rys. 4. Zależność współczynnika efektywności nakładów finansowych (ENF) w funkcji współczynnika przeglądów I rodzaju k₁ i współczynnika nakładów finansowych C:
a - widok ogólny, b - widok ogólny z wartościami dodatnimi ENF,
c - widok od strony osi C, d - widok od strony osi C z wartościami dodatnimi ENF

Koniec przykładu 2

Analizując rys. 4 można stwierdzić, że:

- największe wartości efektywności nakładów finansowych uzyskuje się przy zwiększaniu nakładów finansowych przeznaczonych na przeglądy okresowe w zakresie małych wartości C,
- współczynnik efektywności nakładów finansowych przyjmuje wartości ujemne, co oznacza, że przy pewnych wartościach współczynnika przeglądów I rodzaju k₁ i współczynnika nakładów finansowych C, wzrost nakładów finansowych na przeglądy okresowe skutkuje zmniejszeniem wartości wskaźnika gotowości K_g (jest to zgodne z rys. 2 i 3 z przykładu 1).

3. WNIOSKI

W referacie zaprezentowano metode optymalizacji przeglądów okresowych, która uwzględnia wybrane własności niezawodnościowe (intensywność uszkodzeń), eksploatacyjne (intensywność napraw, intensywności obsługiwania eksploatacyjnego) ekonomiczne (nakłady i finansowe przeznaczone na przeglądy okresowe i efektywność ich wykorzystania). Umożliwia ona wyznaczenie intensywności z jakimi powinny się one odbywać, zarówno przy możliwości, jak i braku, ich realizacji z wartościami optymalnymi. Kryterium optymalizacyjne maksymalizuje wartość wskaźnika Wyznaczono zależność pomiędzy gotowości. intensywnościami przeglądów a wskaźnikiem gotowości uwzględnieniu określonych przy

uwarunkowań ekonomicznych (nakłady finansowe i efektywność ich wykorzystania). Korzystając z niej (w przypadku mniejszych nakładów finansowych, niż te dla których wartość wskaźnika gotowości przyjmuje maksimum) można określić zmianę wartości wskaźnika gotowości spowodowaną zmianą wartości nakładów finansowych, czyli efektywność nakładów finansowych.

LITERATURA

- Będkowski L., Dąbrowski T.: Podstawy eksploatacji, cz. II Podstawy niezawodności eksploatacyjnej. Warszawa, Wojskowa Akademia Techniczna 2006.
- [2] Jaźwiński J., Ważyńska-Fiok K.: Bezpieczeństwo systemów. Warszawa, PWN 1993.
- [3] Marciniak S.: Makro i mikro ekonomia dla inżynierów. Warszawa, Wydawnictwo Naukowe PWN 1995.
- [4] Rosiński A.: *Optymalizacja procesu eksploatacyjnego transportowych systemów nadzoru.* 11th International Conference

"Computer systems aided science, industry and transport". TRANSCOMP 2007, Zakopane 2007, str. str. 199÷204.

[5] Rosiński A.: Metoda optymalizacji przeglądów okresowych transportowych systemów nadzoru. VI krajowa konferencja: Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów – DIAG'2006, Ustroń 2006, str. 151÷152.



ROSIŃSKI. Adam Zainteresowania naukowe autora artykułu obejmuja analize niezawodnościowoeksploatacyjną elektronicznych systemów bezpieczeństwa. W dorobku naukowym posiada kilkanaście publikacji naukowotechnicznych z dziedziny bezpieczeństwa.

PROBLEM TOLERANCJI W TESTOWANIU ELEKTRONICZNYCH UKŁADÓW W PEŁNI RÓŻNICOWYCH

Wojciech TOCZEK

Politechnika Gdańska, Wydział Elektroniki Telekomunikacji i Informatyki, Katedra Optoelektroniki i Systemów Elektronicznych, ul. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk, fax 058 347 22 55, e-mail toczek@eti.pg.gda.pl

Streszczenie

Rozrzuty tolerancyjne silnie wpływają na proces decyzyjny, oparty na testowaniu w pełni różnicowych układów elektronicznych metodą zorientowaną na uszkodzenia. Skutkiem tolerancji są napięcia rezidualne w nieuszkodzonym układzie testowanym, oraz niepewność progu komparacji w układzie testującym. W rezultacie pojawia się ryzyko błędnej diagnozy. W artykule dokonano syntezy probabilistycznego modelu odpowiedzi układu testowanego i zastosowano go, w połączeniu z uogólnionym modelem pomiaru, do oceny ryzyka błędnej decyzji diagnostycznej z punktu widzenia użytkownika i producenta układu testowanego.

Słowa kluczowe: testowanie układów analogowych, układy w pełni różnicowe, model probabilistyczny testu, ocena ryzyka.

TOLERANCE PROBLEM IN TESTING OF FULLY DIFFERENTIAL ELECTRONIC CIRCUITS

Summary

Tolerance deviations strongly affect the test-based decisional process. In the fault-oriented testing of fully differential electronic circuits tolerances cause the residual voltages in the fault-free circuit under test and uncertainty of the threshold in the testing circuit. As the result, risk of taking the wrong decision appears. In the paper, a probabilistic model for responses of circuit under test is developed and applied together with a general probabilistic model of the measurement process for the consumer's and producer's risks assessment.

Keywords: analog circuit testing, fully differential circuits, probabilistic model for test, risk evaluation.

1. WPROWADZENIE

Analiza i symulacja analogowych układów elektronicznych z uwzględnieniem tolerancji jest centralnym problemem testowania zorientowanego na uszkodzenia.

W artykule obiektem testowania są układy w pełni różnicowe. Naturalna symetria tych układów powoduje, że w przypadku braku uszkodzeń amplituda odpowiedzi na sygnał testujący jest równa zeru. W praktyce, na skutek rozrzutów tolerancyjnych elementów układu testowanego, powstaje niewielki sygnał rezidualny, który należy brać pod uwagę ustalając próg komparacji w układzie decyzyjnym.

Ponadto tolerancje są jedną z przyczyn niepewności progu komparacji w samym układzie decyzyjnym, która stwarza ryzyko błędnej diagnozy.

Metody analizy tolerancji można podzielić na dwie grupy: metody najgorszego przypadku, które nie wymagają znajomości rozkładów statystycznych parametrów elementów i pozostałe metody, w których zakłada się, że rozkłady te są znane [1]. Wyniki otrzymywane metodą najgorszego przypadku są zawyżone. Prostą metodą z drugiej grupy jest technika Monte Carlo, która pozwala na dokładną numeryczną aproksymację funkcji rozkładu prawdopodobieństwa pod warunkiem wykonania bardzo dużej liczby prób.

W artykule zastosowano metodę analityczną wyprowadzając model probabilistyczny dla odpowiedzi układu testowanego z podstawowych twierdzeń teorii prawdopodobieństwa.

Opracowany model wykorzystano w połączeniu z uogólnionym modelem pomiaru, zaproponowanym w [2], do oceny ryzyka błędnej decyzji diagnostycznej, na które narażeni są użytkownik i producent.

2. MODEL PROBABILISTYCZNY

Znane są trzy struktury testujące dla układów w pełni różnicowych (rys. 1). W układzie przedstawionym na rys. 1a, pobudzeniem jest napięcie różnicowe V_{ID} , a mierzy się napięcie wspólne V_{PNC} na wejściach wzmacniacza operacyjnego [3]. Do analizy tej struktury służy funkcja układowa

$$F_{I} = \frac{V_{PNC}}{V_{ID}} = \frac{\alpha_{I}\beta_{2} - \alpha_{2}\beta_{I}}{2(\beta_{I} + \beta_{2})}$$
(1)

Symbole α_1 , α_2 , β_1 , β_2 oznaczają transmitancje bloków na wejściu i w pętlach sprzężenia zwrotnego wzmacniacza operacyjnego. Kolejne dwa układy zostały zaproponowane przez autora [4]. W układzie z rys. 1b test polega na pobudzaniu wejścia napięciem wspólnym V_{IC} i pomiarze wyjściowego napięcia różnicowego V_{OD} . W tym przypadku zastosowanie ma funkcja układowa

$$F_2 = \frac{V_{OD}}{V_{IC}} = \frac{2(\alpha_1 - \alpha_2)}{\beta_1 + \beta_2}$$
(2)

W układzie z rys. 1c mierzone jest wyjściowe napięcie różnicowe V_{OD} , przy pobudzeniu wyjściowym napięciem wspólnym $V_{OC} = V_{OCM}$ (poprzez dodatkowe wejście wzmacniacza V_{OCM}) i wejściach różnicowych zwartych do masy. Ta struktura pozwala na testowanie układów wielostopniowych bez potrzeby separacji poszczególnych stopni. Funkcja układowa

$$F_{3} = \frac{V_{OD}}{V_{OC}} = \frac{2(\beta_{I} - \beta_{2})}{\beta_{I} + \beta_{2}}$$
(3)

wiąże wyjściowe napięcie różnicowe z wyjściowym napięciem wspólnym.



Rys. 1. Struktury układów testujących

We wszystkich rozważanych strukturach cechami zespolonego napięcia rezidualnego są: zerowe wartości oczekiwane, różne wartości wariancji części rzeczywistej i urojonej oraz występowanie korelacji między tymi częściami. Opierając się na centralnym twierdzeniu granicznym można rozkład prawdopodobieństwa napięcia rezidualnego aproksymować dwuwymiarową zmienną losową o łącznym rozkładzie normalnym [5].

$$f_{XY}(x,y) = \frac{1}{2\pi\sigma_X\sigma_Y\sqrt{1-r^2}}e^{-\frac{1}{2(l-r^2)}\left[\left(\frac{x}{\sigma_X}\right)^2 - \frac{2rxy}{\sigma_X\sigma_Y} + \left(\frac{y}{\sigma_Y}\right)^2\right]}$$
(4)

gdzie: *x*, *y* część rzeczywista i urojona napięcia, σ_X , σ_Y odpowiednie odchylenia standardowe, *r* współczynnik korelacji między częścią rzeczywistą i urojoną. Rozkład modułu $z = \sqrt{x^2 + y^2}$ napięcia rezidualnego, wyprowadzony z (4), ma postać:

$$f_{Z}(z) = \frac{z}{\sigma_{X}\sigma_{Y}\sqrt{1-r^{2}}}e^{-\frac{z}{2(l-r^{2})}a} I_{0}\left(\frac{z^{2}}{2(l-r^{2})}\sqrt{b^{2}+c^{2}}\right)$$
(5)

gdzie:
$$a = \frac{\sigma_X^2 + \sigma_Y^2}{2\sigma_X^2 \sigma_Y^2}, \quad b = \frac{\sigma_X^2 - \sigma_Y^2}{2\sigma_X^2 \sigma_Y^2}, \quad c = \frac{r}{\sigma_X \sigma_Y},$$

 I_0 jest zmodyfikowaną funkcją Bessela pierwszego rodzaju, zerowego rzędu. Faza $\varphi = arc tan\left(\frac{y}{x}\right)$ napięcia rezidualnego ma rozkład

$$f_{\Phi}(\varphi) = \frac{1}{2\pi} \frac{\frac{\sigma_X}{\sigma_Y} \sqrt{1 - r^2}}{\cos^2(\varphi) - 2\frac{\sigma_X}{\sigma_Y} r \sin(\varphi) \cos(\varphi) + \left(\frac{\sigma_X}{\sigma_Y}\right)^2 \sin^2(\varphi)}$$
(6)

w przedziale $(-\pi, \pi)$.

Odchylenia standardowe σ_X , σ_Y napięcia rezidualnego można wyznaczyć linearyzując funkcję układową w otoczeniu punktu odpowiadającego wartościom oczekiwanym jej argumentów poprzez rozwinięcie w szereg Taylora z uwzględnieniem tylko wyrazów liniowych. Jeżeli argumenty losowe nie są wzajemnie skorelowane, to odchylenie standardowe oblicza się z formuły transmisji momentów [1]

$$\sigma_F = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial F}{\partial x_i}\right)^2 \sigma^2(x_i)}$$
(7)

gdzie: *n* jest liczbą elementów w układzie testowanym, $\sigma^2(x_i)$ jest znaną wariancją parametru elementu x_i . Pochodne cząstkowe *F* mogą być wyznaczone numerycznie. Współczynnik korelacji pomiędzy częścią rzeczywistą i urojoną napięcia wyznaczamy ze wzoru definicyjnego

$$r = \frac{\upsilon_{XY}}{\sigma_X \sigma_Y} \tag{8}$$

gdzie: v_{XY} jest kowariancją pomiędzy X i Y.

Testowanie za pomocą układów z rys. 1 jest prostym procesem pomiarowym realizowanym metodą bezpośredniego porównania, którego celem jest stwierdzenie czy parametr z należy do dopuszczalnej strefy zdefiniowanej przez warunek progowy $z \leq U_{pk}$, gdzie U_{pk} jest napięciem progowym komparatora. W praktyce porównanie jest wykonywane z błędem, wynikającym z niepewności progu komparacji.

3. RYZYKO BŁĘDNEJ DIAGNOZY

Z powodu niepewności progu komparacji pojawiają się dwie kategorie ryzyka:

1. Prawdopodobieństwo mylnej kwalifikacji wyrobu uszkodzonego jako zdatnego, nazywane "ryzykiem użytkownika"

$$R = \int_{\hat{z} \le U_{rt}} R(\hat{z}) p(\hat{z}) d\hat{z}$$
⁽⁹⁾

gdzie:

 $R(\hat{z}) = \Pr\left(z > U_{pk} | \hat{z}\right)$ (10)

jest warunkowym prawdopodobieństwem dla danego wyniku pomiaru \hat{z} , który znalazł się w akceptowalnym regionie, że rzeczywista wartość z znajduje się poza tym regionem, $p(\hat{z})$ jest rozkładem brzegowym wyznaczonym z rozkładu warunkowego $p(\hat{z}|z)$.

2. Prawdopodobieństwo mylnej kwalifikacji wyrobu zdatnego jako uszkodzonego, nazywane "ryzykiem producenta"

$$R^{*} = \int_{\hat{z} > U_{pk}} R^{*}(\hat{z}) p(\hat{z}) d\hat{z}$$
(11)

gdzie:

 $R^*(\hat{z}) = \Pr\left(z \le U_{pk} | \hat{z}\right)$ (12)

jest warunkowym prawdopodobieństwem dla wyniku pomiaru \hat{z} , który znalazł się poza akceptowalnym regionem, że rzeczywista wartość z znajduje się wewnątrz tego regionu.

Do wyznaczenia zależności ryzyka od progu komparacji wykorzystamy uogólniony model probabilistyczny procesu pomiaru zaproponowany w [2]. Zgodnie z tym modelem wyróżniamy dwa etapy pomiaru: obserwację i restytucję. Obserwacja y jest zakłócona przez niepewność u progu porównania:

$$y = z - u \tag{13}$$

probabilistyczna Etap obserwacji jest transformacją zbioru wartości mezurandu Z do zbioru obserwacji Y. Proces obserwacji opisuje rozkładu prawdopodobieństwa funkcja warunkowego:

$$p(y|z) = p_u(z - y) \tag{14}$$

Etap restytucji, to inwersja probabilistyczna funkcji (14), którą można zrealizować za pomocą twierdzenia Bayesa

$$p(z|y) = \frac{p(y|z)p(z)}{\int p(y|z)p(z)dz}$$
(15)

Standardowo przy charakteryzowaniu samego procesu pomiarowego przyjmuje dla się

z równomierny rozkład prawdopodobieństwa [6]. Stad:

$$p(z|y) = \frac{p(y|z)}{\int_{z} p(y|z)dz} = \frac{p_u(z-y)}{\int_{z} p_u(z-y)dz}$$
(16)

Funkcja rozkładu prawdopodobieństwa, odpowiednia dla scharakteryzowania jakości procesu komparacji (indeks Q), może mieć postać

$$p_{Q}(\hat{z}|z) = \int_{y} \delta[\hat{z} - E_{z}(z|y)] p(y|z) dz$$
(17)

gdzie: $\delta(x) = \begin{cases} 1 & dla & x = 0 \\ 0 & dla & x \neq 0 \end{cases}$ jest funkcją delta Diraca

W celu przedstawienia obserwowanego napięcia za pomocą pojedynczego wektora we wzorze (17) użyto wartości oczekiwanej $E_z(z|y)$ względem z.

Ryzyko zależy od jakości procesu komparacji rozkładem scharakteryzowanej (17)i od probabilistycznej charakterystyki układu testowanego (indeks C) $p_C(z)$. Ponieważ wymienione rozkłady są statystycznie niezależne, ich iloczyn formuje łączny rozkład prawdopodobieństwa

$$p_{Q,C}(z,\hat{z}) = p_Q(\hat{z}|z)p_C(z)$$
 (18)

Stosujac twierdzenie Bayesa oraz marginalizację wyznaczamy rozkład warunkowy $p_{Q,C}(z|\hat{z})$, który dostarcza prawdopodobieństwa, że parametr ma wartość z, gdy wynik obserwacji jest równy \hat{z} .

$$p_{Q,C}(z|\hat{z}) = \frac{p_{Q,C}(z,\hat{z})}{p_{Q,C}(\hat{z})} = \frac{p_Q(\hat{z}|z)p_C(z)}{\int p_Q(\hat{z}|z)p_C(z)dz}$$
(19)

Ryzyko użytkownika i producenta wyrażone w postaci miar jakości testu nazywanych poziomem uszkodzeń D (ang. defect level) i stratą uzysku Y_L (ang. yield loss) wyznaczamy ze wzorów

$$D = \frac{\int\limits_{\hat{z} \le U_{pk}} \int\limits_{z > U_{pk}} p_{Q,C}(z|\hat{z}) p_{Q,C}(\hat{z}) dz d\hat{z}}{\int\limits_{\hat{z} < U} \int\limits_{z} \int\limits_{z} \int\limits_{p_{Q,C}} p_{Q,C}(z|\hat{z}) p_{Q,C}(\hat{z}) dz d\hat{z}}$$
(20)

$$Y_{L} = \frac{\int_{\hat{z} < U_{pk}} \int_{z \le U_{pk}} p_{Q,C}(z|\hat{z}) p_{Q,C}(\hat{z}) dz d\hat{z}}{\int_{\hat{z}} \int_{z \le U_{pk}} p_{Q,C}(z|\hat{z}) p_{Q,C}(\hat{z}) dz d\hat{z}}$$
(21)

4. PRZYKŁAD

filtru Przykład dotyczy testowania przedstawionego na rys. 2, z zastosowaniem struktury testującej z rys. 1c. Decyzja diagnostyczna jest wytwarzana przez komparator K testera wbudowanego (BIST). Właściwości układu testowanego charakteryzuje rozkład prawdopodobieństwa modułu napięcia rezidualnego, stąd $p_C(z) = f_Z(z)$. Do scharakteryzowania niepewności progu komparacji przyjęto rozkład normalny $N(0,\sigma)$.



Rys. 2. Filtr z układem testującym BIST



Rys. 3. Poziom uszkodzeń (ryzyko użytkownika) w funkcji napięcia progowego komparatora



Rys. 4. Strata uzysku (ryzyko producenta) w funkcji napięcia progowego komparatora

Wyznaczono zależności obu rodzajów ryzyka od tolerancji elementów i niepewności progu komparacji w funkcji napięcia progowego. Obliczenia przeprowadzono dla tolerancji elementów RC 1% o rozkładzie równomiernym i tolerancji 5% o rozkładzie normalnym oraz trzech wartości odchylenia standardowego σ : 2 mV, 5 mV i 10 mV progu komparatora. Wyniki obliczeń przedstawione na wykresach (rys. 3 i rys. 4) zostały pozytywnie zweryfikowane metodą Monte Carlo (10 000 prób dla każdego punktu charakterystyki).

5. PODSUMOWANIE

Tolerancje elementów i niepewność progu komparatora są przyczyną ryzyka błędnej decyzji diagnostycznej, na które narażeni są użytkownicy i producent. Poziom ryzyka można regulować zmianą napięcia progu komparacji U_{pk} posiłkując się przedstawioną procedurą obliczeniową. Panuje opinia, że wypuszczenie na rynek niezdatnego wyrobu pociąga za sobą 10 krotnie większe koszty niż strata uzysku spowodowana klasyfikacją wyrobu zdatnego jako niezdatnego.

LITERATURA

- [1] Spence R., Soin R. S.: *Tolerance design of electronic circuits*, London, Imperial College Press, 2002.
- [2] Rossi G. B.: A probabilistic model for measurement processes, Measurement, vol. 34, 2003, str. 85-99.
- [3] Stratigopoulos H. D., Makris Y.: An Adaptive Checker for the Fully Differential Analog Code IEEE Journal of Solid-State Circuits, vol. 41, 2006, str. 1421-29.
- [4] Toczek W.: Testowanie i diagnostyka układów w pełni różnicowych, Elektronika, vol. XLVIII, 2007, str. 12-17.
- [5] Papoulis A., Pillai S. U.: *Probability random variables and stochastic processes*, McGraw-Hill, 2002.
- [6] Rossi G. B., Crenna F.: A probabilistic approach to measurement-based decisions, Measurement, vol. 39, 2006, str. 101-119.

Dr inż. **Wojciech TOCZEK** jest adiunktem w Katedrze Optoelektroniki i Systemów Elektronicznych Politechniki Gdańskiej. Zajmuje się modelowaniem i projektowaniem systemów pomiarowo-diagnostycznych układów analogowych.



Opublikował ponad 60 prac z zakresu testowania i diagnostyki układów elektronicznych.

SYNTEZA I ANALIZA SYMPTOMOWYCH METOD DIAGNOZOWANIA

Aleksander JASTRIEBOW^{1), 2)}, Stanisław GAD²⁾, Grzegorz SŁOŃ²⁾

¹⁾ Politechnika Radomska, Katedra Informatyki

ul. Malczewskiego 29, 26-600 Radom

²⁾ Politechnika Świętokrzyska, Katedra Urządzeń i Systemów Automatyki; Katedra Energoelektroniki Al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce; e-mail: <u>enegs@tu.kielce.pl</u>

Streszczenie

Przedstawiono pewne ogólne podejście do budowy symptomowych metod diagnostycznych opartych na dostępnej wiedzy ekspertowej. Opisano kryteria budowy podobnych algorytmów. Przedstawiono wyniki syntezy i analizy wybranych metod diagnozowania na przykładzie problemu lokalizacji uszkodzeń wyposażenia elektrycznego pojazdów samochodowych.

Słowa kluczowe: wiedza ekspertowa, symptomowe metody diagnozowania, rozmyte mapy kognitywne, pojazdy samochodowe.

SYNTHESIS AND ANALYSIS OF SYMPTOM DIAGNOSING METHODS

Summary

General approach to the building symptom diagnostic methods, based on the available expert knowledge was presented. Criteria of building similar algorithms were described. Results of the synthesis and analysis of chosen diagnosing methods, on the example of the problem of faults localization in motorcar's electrical equipment's, were presented.

Keywords: expert knowledge, symptom diagnostic methods, fuzzy cognitive maps, motorcar vehicles.

1. WSTĘP

W nowoczesnych systemach diagnozowania technicznego problem wyboru odpowiednich metod detekcji i lokalizacji uszkodzeń zależy zarówno od wiedzy ekspertowej o diagnozowanym obiekcie jak i od możliwości jej wykorzystania [3-4, 6]. Przy tym informacja ta może być zadana zarówno przed rozpoczęciem procesu diagnostycznego jak i w jego trakcie. Systemy diagnostyczne oparte na wiedzy i jej przetwarzaniu i uzupełnianiu zwykle nazywa się inteligentnymi. Realizację inteligentnych systemów diagnozowania można podzielić na dwa etapy:

- monitorowanie środowiska obiektu,
- lokalizacja możliwych uszkodzeń.

odpowiednich Svnteza algorvtmów diagnozowania faktycznie polega na opracowaniu w każdej chwili odwzorowania (zgodnie z posiadaną informacja) tablicy wartości symptomów w przedziale liczb od 0 do 1, reprezentujących możliwe uszkodzenia. Takie odwzorowania opisywano zwykle różnymi operatorami w zależności od ilości i typu informacji (numeryczne, statystyczne, sztuczne sieci neuronowe i inne) [3-4, 6, 8]. W pracy przedstawiono w pewnym sensie ogólne podejście do syntezy symptomowych metod diagnostycznych, opartych na wiedzy ekspertowej. Opisano kryteria budowy podobnych reguł. Dla celów inteligentnego diagnostycznego monitorowania, zaproponowano w szczególności zastosowanie rozmytych map kognitywnych [1, 2, 5]. Koncepcja rozmytych map kognitywnych łączy w sobie wiedzę ekspertową z wnioskowaniem decyzyjnym opartym pewnych elementach logiki rozmytej w celu przezwyciężenia ewentualnych nieokreśloności w modelach diagnostycznego monitorowania.

Analiza metod diagnozowania zwykle polega na realizacji na rzeczywistym obiekcie lub badaniach symulacyjnych.

W pracy przedstawiono niektóre wyniki analizy wybranych metod diagnozowania na przykładzie problemu lokalizacji uszkodzeń elektrycznego wyposażenia samochodu [8].

2. SYNTEZA SYMPTOMOWYCH ALGORYTMÓW DIAGNOZOWANIA

Realizacja symptomowych algorytmów diagnozowania zależy, w dużym stopniu, od posiadanej informacji diagnostycznym obiekcie, 0 a w szczególności powiazaniach pomiedzy 0 svgnałami symptomowymi, możliwymi а uszkodzeniami [3-4,6]. Dla każdej chwili wprowadzono zbiory symptomów (S) i uszkodzeń (F) w postaci:

$$S(t) = \left\langle S_1(t), \dots, S_n(t) \right\rangle$$

$$F(t) = \left\langle F_1(t), \dots, F_k(t) \right\rangle$$
(1)

gdzie:

– liczby rzeczywiste $F_j(t)$ charakteryzują stopień uszkodzenia, $F_j \in \langle 0, 1 \rangle$, j = 1, ..., k (0 – brak

uszkodzenia, 1 – uszkodzenie pewne);

– liczby rzeczywiste $S_i(t)$ charakteryzują (w pewnym sensie) natężenie występowania *i*-tego symptomu, $S_i \in \langle 0, 1 \rangle$, i = 1, ..., n (0 – brak wystąpienia symptomu, 1 – całkowite wystąpienie symptomu);

-t = 0, 1, ..., T - ogólny dyskretny czas.

<u>Uwaga:</u>

Określenie wartości funkcji $S_i(t)$ ze zbioru S (w czasie *t*) zależy od informacji ekspertowej. Może ono polegać np. na zadaniu (dla każdego *i* = 1, 2, ..., *n*) zbioru wartości dyskretnych, określonych przez ekspertów:

$$S_i(t) \in \{S_{i1}, ..., S_{im_i}\}$$

gdzie: $S_{ij} \in \langle 0, 1 \rangle$, i = 1, ..., n, $j = 1, ..., m_i$, t = 0, 1, ..., T.

Oznaczając:

$$m = \max\{m_1, ..., m_n\}$$

otrzymuje się macierz możliwych wartości symptomów (można założyć, że brakujące elementy mają wartość zerową):

$$SM = \{S_{ij}, i = 1, ..., n, j = 1, ..., m\}$$
(2)

Do pełnego przedstawienia obiektu diagnozowania brakuje opisu zależności pomiędzy zbiorami (tablicami) S i F, które można określić za pomocą pewnej macierzy współczynników W, często nazywanej informacyjną:

$$W = \{W_{ij}, i = 1, ..., n, j = 1, ..., k\}$$
(3)

Uwzględniając (1)-(3), obiekt diagnozowania można przedstawić w następującej postaci (schemat zamieszczona na rys. 1):



Rys. 1. Schemat blokowy obiektu diagnozowania, gdzie: W_e – warstwa wejściowa, W_y – warstwa wyjściowa, W_L – warstwa powiązań funkcyjnych

Nieznane rzeczywiste zależności funkcyjne z rys. 1 (dynamiczne lub statyczne) pomiędzy S(t) i F(t) z uwzględnieniem W można ogólnie zapisać w formie (5):

$$F(t+1) = \Phi[S(t), \mathbf{W}, F(t), t]$$
(5)

gdzie: Φ – nieznany operator odwzorowania, t = 0, 1, ..., T – dyskretny czas obserwacji, F(0) – warunek początkowy.

Trzeba zauważyć, że przy braku czasu w (5) otrzymuje się model statyczny (chwilowy) (6):

$$\mathbf{F} = \boldsymbol{\Phi} \begin{bmatrix} \mathbf{S}, \mathbf{W} \end{bmatrix} \tag{6}$$

Problem budowy algorytmów diagnozowania polega na odpowiedniej (możliwie optymalnej) ocenie operatora Φ [] oraz parametrów macierzy W dla zadanych zbiorów S(t) i F(t), t = 0, ..., Tw zależności od wstępnej informacji ekspertowej. Kryterium identyfikacji Φ [] można w takim razie przedstawić ogólnie w formie (7).

$$\inf_{\hat{\Phi},\hat{W}} \sum_{t=0}^{T} \left\| \boldsymbol{\Phi} \left[\boldsymbol{S}(t), \boldsymbol{W}, \boldsymbol{F}(t), t \right] - \hat{\boldsymbol{\Phi}} \left[\boldsymbol{S}(t), \hat{\boldsymbol{W}}, \boldsymbol{F}(t), t \right] \right\|^{2} (7)$$

gdzie: $\hat{\Phi}[$] – ocena modelu z klasy $K\Phi$; \hat{W} – ocena wektora parametrów W ze zbioru OP, || || – znak normy w odpowiedniej przestrzeni.

Jest oczywiste, że rozwiązanie problemu optymalizacji (7) zależy od informacji:

– o klasie wybranych modeli ($K\Phi$);

– o zbiorze ograniczeń parametrów $\hat{W}(OP)$.

W związku z tym opracowanie algorytmu diagnozowania będzie faktycznie skutkiem istniejącej informacji (ekspertowej) o klasie modeli $K\Phi$, zbiorze ograniczeń OP oraz możliwości rozwiązania problemu optymalizacji (7) przy tej informacji. Zgodnie z tymi zasadami poniżej opisano kilka wybranych algorytmów diagnozowania (monitorowania) symptomowego wynikających z rozwiązania zadania (7).

2.1. Algorytmy logiczne

Przy wyborze algorytmu diagnozowania w postaci funkcji logicznej powinna być znana cała informacja o symptomach i uszkodzeniach w postaci zerojedynkowej. Wtedy operator Φ [] jest funkcją logiczną:

$$F_j = \Phi_j \left(S_1^{\sigma_1}, S_2^{\sigma_2}, ..., S_m^{\sigma_m} \right) \quad (j = 1, ..., k)$$

gdzie:

$$\begin{split} S_i^{\sigma_i} &= \begin{cases} S_i, & \sigma_i = 0\\ S_i, & \sigma_i = 1 \end{cases},\\ \sigma_i &\in \{0,1\}, & (i = 1, ..., n),\\ S &= \{S_1, ..., S_m\} - \text{zbiór symptomów},\\ F &= \{F_1, ..., F_k\} - \text{zbiór uszkodzeń},\\ \Phi &= \{\Phi_1, ..., \Phi_k\} - \text{zbiór powiązań funkcyjnych.} \end{split}$$

Z zasad logiki Boole'a wynika, że każda funkcja logiczna może być przedstawiona w ekwiwalentnej formie dysjunkcji koniunkcji S_i oraz ich negacji [7]. W związku z tym operator Φ [] może myć przedstawiony w następującej postaci:

$$F_j = \bigcup_{\mathcal{O}_j(\sigma_1,\dots,\sigma_m)=1} \left(S_1^{\sigma_1} \cap S_2^{\sigma_2} \cap \dots \cap S_m^{\sigma_m} \right) (j = 1,\dots,k) \quad (8)$$

W tym przypadku problem optymalizacji (7) ma automatyczne rozwiązanie w postaci (8).

2.2. Metoda Bayes'a

Operator Φ [] przedstawia się w postaci następujących rozkładów warunkowych prawdopodobieństw (9) – (11) [3]:

$$F_{j^*} = \underset{1 \le j^* \le k}{\operatorname{arg\,max}} P(F_j / S) \tag{9}$$

$$P(F_j / S) = \left[P(F_j(\omega)) \cdot P(S / F_j) \right] / P(S) \quad (10)$$

$$P(S) = \sum_{j=1}^{k} P(F_j(\omega)) \cdot P(S/F_j)$$
(11)

gdzie: P(S/Fj) – warunkowe prawdopodobieństwo zbioru symptomów S przy zadanym Fj, $P(F_i/S)$ –

warunkowe prawdopodobieństwo uszkodzenia *j* przy zadanych symptomach, które zgodnie z (9) określają możliwe uszkodzenia.

2.3. Jednokierunkowe sztuczne sieci neuronowe typu MLP

Operator Φ [] opisuje się jednokierunkowymi sieciami neuronowymi typu MLP (z jedną warstwą ukrytą) [3-4]:

$$F = \Gamma_i [W_1 \cdot \Gamma_i [W_2 \cdot S]] \tag{12}$$

gdzie: W = $[W_1 : W_2]$ – macierz wag, $\Gamma_j[]$ – diagonalny operator funkcji aktywacji (np. sigmoidalnych, liniowych i innych).

W tym przypadku rozwiązanie zadania optymalizacji (7) przy wybranych funkcjach aktywacji faktycznie nazywane jest uczeniem sztucznych sieci neuronowych typu MLP. Dla jego rozwiązania stosuje się różne metody optymalizacji (np. algorytm wstecznej propagacji błędów, metody gradientowe, ewolucyjne i inne).

2.4. Rozmyte mapy kognitywne

Przy rozwiązaniu zadania optymalizacji (7) w problemie diagnostycznego monitorowania z użyciem rozmytych map kognitywnych operator Φ [] może być sformułowany w postaci [1-2, 5] – dynamicznej:

$$F_j(t+1) = f\left(\sum_{i=1}^n W_{ij}S_i(t) + F_j(t)\right), \quad j = 1, ..., k \quad (13)$$

lub statycznej

$$F_j = f\left(\sum_{i=1}^n W_{ij}S_i\right), \quad j = 1, ..., k$$
 (14)

gdzie: f() jest funkcją normalizującą do przedziału

<0, 1>, np.:
$$f(x) = \frac{1}{1 + e^{-\lambda x}}$$
, $\lambda > 0$ – parametr.

Przy zadanej macierzy parametrów W (wiedza ekspertowa) i wybranej funkcji f(x) zadanie optymalizacji (7) ma rozwiązanie w postaci (13) lub (14). Jeżeli wektor parametrów W nie jest w pełni określony, to rozwiązanie zadania (7) faktycznie określa procedurę wyboru optymalnych parametrów (podobnie do metody nauczania sieci neuronowych), np. za pomocą numerycznych algorytmów optyma-lizacji.

W następnym rozdziale zostaną przedstawione wybrane wyniki analizy symulacyjnej na przykładzie diagnozowania wyposażenia elektrycznego samochodu.

3. WYBRANE WYNIKI ANALIZY SYMULACYJNEJ

Analiza symulacyjna była przeprowadzona dla diagnozowania wyposażenia elektrycznego samochodu metodami logicznymi, numerycznymi oraz sieciami neuronowymi typu MLP i neuronoworozmytymi typu TSK [3]. Badania prowadzono zarówno na symulacyjnych sygnałach diagnostycznych, jak i na obiekcie rzeczywistym (samochód marki NUBIRA) [3,8]. Dla zilustrowania działania jednego z algorytmów (sztuczne sieci neuronowe typu MLP) przytoczono wybrane wyniki dla konkretnego uszkodzenia tei analizy wyposażenia elektrycznego pojazdu - sondy λ (kompletny wykaz uszkodzeń i symptomów zamieszczono w [3,8]).

3.1. Analiza uszkodzenia sondy λ

Uszkodzenie sondy λ , oznaczone jako F_{27} , analizowano symulacyjnie za pomocą sieci neuronowych typu MLP. Wyniki przytoczono na rys. 2 i 3 oraz w tablicach 1 i 2 odpowiednio dla uczenia i testowania sieci:



Rys. 2. Wyniki uczenia – uszkodzenie F_{27} , gdzie: MSE – błąd średniokwadratowy

Tablica 1. Wyniki uczenia dla uszkodzenia F_{27} .

Najlepsza sieć	Uczenie
Liczba epok	19
Minimum MSE	0,003515132
Końcowy MSE	0,003515132



Rys. 3. Wyniki testowania – uszkodzenie F_{27}

Kryteria	F27
MSE	0,000639564
NMSE	0,002558255
MAE	0,022567809
Min Abs Error	0,015137255
Max Abs Error	0,047151182
r	0,999829787

Tablica 2. Wyniki testowania dla uszkodzenia F_{27} .

gdzie:

MSE - błąd średniokwadratowy,

NMSE – znormalizowany błąd średniokwadratowy, MAE – średni błąd bezwzględny,

Min Abs Error – minimalny błąd bezwzględny, Max Abs Error – maksymalny błąd bezwzględny, r – współczynnik korelacji.

4. WNIOSKI

Pracę poświęcono opisaniu ogólnego podejścia symptomowych algorytmów do syntezy diagnozowania w postaci zadania optymalizacji. Opracowano ogólne modele, kryteria i rozwiązania w zależności od wstępnej informacji. Przedstawiono kilka różnych algorytmów diagnozowania, w szczególności metody oparte na rozmytych mapach kognitywnych. Przytoczono również wybrane wyniki analizy symulacyjnej proponowanych metod.

LITERATURA

- Borisow W. W., Krugłow W., Fiedułow A. C.: *Rozmyte modele i sieci*. Moskwa, Wyd. Telekom 2007 (w j. rosyjskim).
- [2] Jastriebow A. I., Gad S., Słoń G., Inteligentny system diagnostycznego monitorowania elektrycznego wyposażenia samochodu. Materiały XIII Konferencja Naukowa Zastosowania Komputerów w Elektrotechnice -ZKwE. Poznań 2008, str. 195-196.

- [3] Jastriebow A. I., Gad S., Słoń G., Modele i reguły decyzyjne w symptomowej diagnostyce technicznej. DIAGNOSTYKA 3(39), 2006, str. 199-208.
- [4] Korbicz J., Kościelny J. M., Kowalczuk Z., Cholewa W. (red.), Diagnostyka procesów. Modele. Metody sztucznej inteligencji. Zastosowania. Warszawa, WNT, 2002.
- [5] Kosko B.: Fuzzy cognitive maps. Int. Journal of Man-Machine Studies. V. 24. 1986, pp. 65-75.
- [6] Michalski R. (red.), Diagnostyka maszyn roboczych. Detekcja, relacje, wnioskowanie robocze. Olsztyn, Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji, 2004.
- [7] Szaporev S. D., Logika matematyczna.
 S. Petersburg, Wyd. "BHW Petersburg", Russia, 2005 (w języku rosyjskim).
- [8] Yastrebov A. I., Gad S., Slon G., Artificial Neural Networks in Diagnostic of Motorcar Vehicles' Electrical Equipment. Łódź, Proc. of International conference on signals and electronic systems ICSES 2006, pp. 781-784.



Prof. dr hab. inż **YASTREBOV** Alexander profesorem nadzwyjest Politechnice czajnym W Świętokrzyskiej w Kielcach. Jest specjalistą w dziedzinie matematyki i informatyki stosowanej. Opublikował ponad 170 prac naukowych z zakresu automatyki, ide-

ntyfikacji, diagnostyki oraz sztucznej inteligencji.



Dr hab. inż. Stanisław pracownikiem GAD jest Politechniki naukowym Świętokrzyskiej w Kielcach. Jest członkiem Sekcji Podstaw Eksploatacji KBM Polskiej Akademii Nauk. Zainteresowania naukowe obejmują zagadnienia diagnostyki urządzeń

pojazdowych oraz elektrotechniki i elektroniki pojazdów samochodowych. Ma w swoim dorobku ponad 110 publikacji naukowych.



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

ponad 50 prac naukowych.

WPŁYW SZTYWNOŚCI ŁOŻYSK TOCZNYCH NA WIBROAKTYWNOŚĆ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz WOJNAR, Grzegorz PERUŃ

Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, tel./fax: 032 603 41 09, email: <u>boguslaw.lazarz@polsl.pl</u>, <u>grzegorz.wojnar@polsl.pl</u>, <u>grzegorz.perun@polsl.pl</u>

Streszczenie

W pracy przedstawiono wpływ zmiennej podatności łożysk tocznych oraz lokalnego uszkodzenia bieżni zewnętrznej na wibroaktywność przekładni zębatych. Badania symulacyjne zrealizowane zostały z użyciem modelu dynamicznego a następnie zweryfikowane na podstawie badań doświadczalnych.

Słowa kluczowe: sztywność łożyska, lokalne uszkodzenie, wibroaktywność, przekładnia zębata.

THE INFLUENCE OF STIFFNESS ROLLING BEARINGS ON THE VIBROACTIVITY GEAR TRANSMISSION

Summary

The paper presents the influence of changing stiffness rolling bearings and bearing race local damage on the vibroactivity gear transmission. Investigations were realized with the use of dynamic model and verified on test rig.

Keywords: bearing stiffness, local damage, vibroactivity, gear transmission.

1. WPROWADZENIE

Na podstawie analizy literatury można stwierdzić, że znanych jest wiele metod obliczania sztywności łożysk tocznych, najczęściej definiujących ją w postaci nieliniowej funkcji działającego obciążenia. Na podstawie konstrukcji łożyska wnioskować można, że jego sztywność zmienia się jednak również na skutek zmiany ilości elementów tocznych przenoszących w danej chwili obciążenie. Spowodowane tym zmiany sztywności mogą być największe w przypadku małej ilości elementów tocznych w łożysku. Z kolei zmienna w czasie podatność łożyskowania może być przyczyną powstawania drgań. Z tego powodu istotnym wydaje się uwzględnienie wpływu przetaczania się elementów tocznych na sztywność łożyska, co wymaga określenia kierunku działającej siły oraz położenia i ilości elementów tocznych przenoszących obciążenie. Szerzej zostanie to omówione w dalszej części artykułu.

Kolejną przyczyną drgań pochodzących od łożyskowania jest zużycie lub uszkodzenie elementów łożyska, takich jak bieżnia zewnętrzna, wewnętrzna, element toczny lub koszyk. Uszkodzenie każdego z wymienionych elementów łożyska generuje drgania o innej częstotliwości. Szczegółowo przedstawiono to w [2, 12].

W celu określenia wpływu wymienionych przyczyn zmian sztywności łożysk na generowany sygnał drganiowy i uwzględnienia wymienionych zjawisk w opracowanych modelach dynamicznych przeprowadzono badania stanowiskowe.

Badania doświadczalne prowadzono na stanowisku składającym się z dwóch przekładni o zębach prostych, pracujących w układzie mocy krążącej. Wały przekładni podparte były na łożyskach kulkowych zwykłych 6307. Na podstawie pomiarów wykonanych z użyciem wibrometru laserowego Ometron VH300+ możliwe było określenie wpływu zmiennej sztywności łożysk i uszkodzeń bieżni zewnętrznej na sygnał prędkości drgań poprzecznych wałów przekładni.

2. METODY OKREŚLANIA SZTYWNOŚCI ŁOŻYSK

Ze względu na trudności z dokładnym określeniem sztywności łożysk tocznych, najczęściej wykorzystywane są wzory przybliżone, pozwalające wyznaczyć wartości odkształcenia łożyska w zależności od wartości działającego na nie obciążenia.

W przypadku łożyska kulkowego zwykłego, gdy dane są jedynie wartości maksymalnego obciążenia części tocznej oraz średnicy elementu tocznego, można zastosować wzór [6]:

$$\delta_r = \frac{0.44 \cdot Q_{\max}^{\frac{2}{3}}}{D_t^{\frac{1}{3}} \cdot \cos \alpha}, \quad [\mu m]$$
(1)

gdzie:

 Q_{max} – maksymalne obciążenie części tocznej [N], D_t – średnica elementu tocznego [mm], α – kąt działania łożyska [rad].

Gdy dodatkowo znana jest liczba elementów tocznych, można skorzystać z zależności przedstawionych w [13]. Przemieszczenie promieniowe czopa łożyska kulkowego jednorzędowego poprzecznego określa wzór:

$$\delta_r = 0.96 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2}{0.1 \cdot d_k}}, \ [\mu m]; \ \ Q = \frac{R}{2e}$$
(2)

gdzie:

- d_k średnica kulki w łożysku [mm],
- *R* promieniowe obciążenie łożyska [N],
- e liczba elementów tocznych w łożysku.

W pracy [8] zaproponowano nieco odmienny sposób modelowania łożyska, który jednocześnie pozwala uwzględnić jego zmienną podatność w zależności od liczby i położenia elementów tocznych przenoszących w danej chwili obciążenie. Przyjęto, że sztywność łożyska zależy od sztywności układów bieżnia zewnętrzna - element toczny bieżnia wewnętrzna określonych dla każdego elementu tocznego będącego pod obciążeniem. Sztywności te są nieliniową funkcją obciążenia przypadającego na dany element toczny, a więc zależą od jego położenia względem kierunku działania siły. Takie podejście wymaga określenia ilości elementów tocznych znajdujących się pod obciażeniem, jak również charakterystyki sztywności jednego układu bieżnia zewnętrzna element toczny - bieżnia wewnętrzna.

3. WYZNACZANIE SZTYWNOŚCI UKŁADU BIEŻNIA ZEWNĘTRZNA - ELEMENT TOCZNY - BIEŻNIA WEWNĘTRZNA ŁOŻYSKA

Celem przybliżonego określenia sztywności pojedynczego układu bieżnia zewnętrzna - element toczny - bieżnia wewnętrzna przyjęto do analizy łożysko o liczbie elementów tocznych równej 6. Liczba ta jest minimalną liczbą części tocznych w znormalizowanych łożyskach [6]. Podejście to charakterystyki pozwoliło na wyznaczenie metodami sztywności układu analitycznymi z wykorzystaniem zależności geometrycznych w łożysku. Procedura wyznaczenia przybliżonej charakterystyki układu element toczny - bieżnie polegała na obliczeniu dla kilkudziesięciu wartości przemieszczeń promieniowych łożyska:

- sił promieniowych działających na łożysko i wywołujących jego założone odkształcenie – ze wzoru (2) dla e = 6,
- sił składowych w kierunkach elementów tocznych, pochodzących od siły promieniowej obciążającej łożysko, przy założeniu dwóch równomiernie obciążonych elementów tocznych,
- odkształceń łożyska w kierunkach obu elementów tocznych.

Otrzymane wartości sił składowych oraz odkształceń pozwoliły na wykreślenie charakterystyki sztywności układu element toczny bieżnie modelowanego łożyska (rys. 1).



Rys. 1. Sztywność układu element toczny - bieżnie modelowanego łożyska

4. WYZNACZANIE SZTYWNOŚCI ŁOŻYSKA KULKOWEGO ZWYKŁEGO 6307

Z porównania wzorów (1) i (2) można wywnioskować, że dla niewielkich wartości kąta działania łożyska, którego wartość wykorzystuje wzór (1), porównywalne wartości sztywności można uzyskać dla liczby elementów tocznych równej 5 (*e*=5 we wzorze 2). Łożyska z oznaczeniem 6307 zamontowane na stanowisku badawczym są jednak, w zależności od producenta (np. FŁT i SKF), produkowane z 7 bądź 8 elementami tocznymi (rys. 2).



Rys. 2. Różne konstrukcje łożyska 6307, odpowiednio z 7 (a) i 8 (b) elementami tocznymi

Sztywności łożyska 6307, wyznaczone z zależności (1) i (2), dla trzech przypadków różniących się liczbą elementów tocznych (e=5, 7 oraz 8), oraz obliczone w [8] z wykorzystaniem charakterystyki sztywności układu element toczny – bieżnie (z rys. 1), zestawiono na rys. 3.

Charakterystyki sztywności łożyska 6307 (rys. 3e i 3f) określono przy założeniu dwóch liczb elementów tocznych – e=8 oraz e=7. Przyjęto jednocześnie rzeczywisty kąt obszaru obciążenia $\psi_{\varepsilon}=90^{\circ}$ (rys. 4). Powyższe założenie jest prawidłowe po przyjęciu przeciętnych warunków pracy, wynikających ze stosowania zalecanych pasowań przy osadzaniu łożysk [6]. Zgodnie z [16] kąt ten w takich warunkach zawiera się w przedziale $70 \div 90^{\circ}$.



Rys. 3. Zmiany sztywności łożyska 6307 w funkcji promieniowego obciążenia wyznaczone z zależności: a – 1, b, c, d – 2 (odpowiednio dla e=5, 7 i 8); oraz z obliczeń wykonanych z wykorzystaniem charakterystyki sztywności układu element toczny - bieżnie łożyska: e – dla łożyska z 7 elementami tocznymi, f – dla łożyska z 8 elementami tocznymi



Rys. 4. Rozkład obciążenia na części toczne w łożysku promieniowym w zależności od wartości kąta rozkładu obciążenia [6]

Przedstawione na rysunku 3 charakterystyki otrzymano dla takiego ułożenia obciążonych elementów tocznych, przy którym jeden z nich znajduje się w linii działania siły promieniowej obciążającej łożysko. Najniższą sztywność łożysko osiągnie w przypadku, gdy najbardziej obciążone elementy toczne będą ustawione symetrycznie w stosunku do kierunku działania siły promieniowej.

Analiza charakterystyk sztywności pozwala stwierdzić, że pomimo uproszczonego sposobu określenia sztywności układu element toczny bieżnie łożyska przedstawiony sposób wyznaczania sztywności łożyska umożliwia uzyskanie wyników zgodnych z wynikami wyznaczonymi z zależności (2) dla odpowiadających sobie liczb elementów tocznych. Świadczy to o poprawności wyznaczenia charakterystyki układu element toczny - bieżnie łożyska (potwierdza ją również duża zgodność z charakterystyką wyznaczoną z użyciem MES w pracy [15]) oraz pozwala stwierdzić, że wzór (2) odznacza się większą dokładnością w określaniu sztywności w porównaniu ze wzorem (1), nieuwzględniającym ilości elementów tocznych.

Modelowanie sztywności łożysk, polegające na wyznaczaniu jej jako sumy sztywności układów bieżnia zewnętrzna - element toczny - bieżnia wewnętrzna, określonych dla każdego elementu tocznego znajdującego się w strefie przenoszenia obciążenia, pozwala dodatkowo uwzględnić zmienną sztywność łożyska w zależności od liczby elementów tocznych przenoszących obciążenie.

Wykres sztywności promieniowej łożyska 6307 dla przemieszczenia promieniowego czopa równego δ =50µm w funkcji kąta obrotu koszyka, w wykonaniu z 7 elementami tocznymi przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Zmiany sztywności promieniowej łożyska 6307 (w wykonaniu z 7 elementami tocznymi) dla przemieszczenia promieniowego czopa δ =50µm w funkcji kąta obrotu koszyka, oraz stała wartość sztywności wyznaczona z zależności (2) dla e=7

5. WPŁYW ZMIENNEJ W CZASIE SZTYWNOŚCI ŁOŻYSK NA SYGNAŁ WIBROAKUSTYCZNY

W celu określenia wpływu przedstawionych zjawisk na drgania korpusu przekładni przeprowadzono badania symulacyjne. Uzyskane wartości sił w węzłach łożyskowych w przyszłości zostaną wykorzystane jako dane wejściowe do modelu MES korpusu przekładni [5]. Modelowaniem przekładni zębatych zajmuje się wiele ośrodków naukowych [1, 3, 13]. W Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Politechniki Śląskiej równolegle rozwijane są dwa modele: już zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej pracującej w układzie napędowym (rys. 6a) [7] oraz model stanowiska pracującego w układzie mocy krążącej (rys. 6b) [9].

Zmiana sztywności łożyska, wynikająca z przemieszczania się elementów tocznych, powoduje zaburzenia sygnału prędkości drgań poprzecznych wału i może być przyczyną pojawienia się w widmie prążków dla częstotliwości występowania defektu bieżni zewnętrznej nawet w przypadku łożyska w dobrym stanie technicznym. Zostało to potwierdzone podczas badań symulacyjnych (rys.7a) oraz stanowiskowych (rys.7b) prowadzonych z wykorzystaniem wibrometru laserowego Ometron VH300+.

6. WPŁYW USZKODZEŃ BIEŻNI ZEWNĘTRZNEJ NA SYGNAŁ WIBROAKUSTYCZNY

Lokalne uszkodzenia bieżni łożyska lub elementów tocznych generują w czasie pracy impulsowe zaburzenia sygnałów drgań poprzecznych wałów przekładni zębatej. Zaburzenia te ujawniają się głównie w paśmie częstości drgań własnych wału łożyskowanego w korpusie przekładni. Z tego powodu w przypadku symulowania uszkodzeń elementów łożyska szczególnie istotne jest dostrojenie częstotliwości drgań własnych wałów oraz poprawne zamodelowanie tłumienia węzłów łożyskowych.



Rys. 6. Model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą [7] (a) oraz model stanowiska pracującego w układzie mocy krążącej [9] (b)



Rys. 7. Widmo prędkości drgań poprzecznych wału zębnika zarejestrowanych w kierunku działania siły międzyzębnej, w którym widoczna jest częstotliwość wynikająca z przemieszczania się elementów tocznych: a) wynik badań symulacyjnych, b) wynik badań doświadczalnych

Celem sprawdzenia poprawności modelowania węzłów łożyskowych, na stanowisku laboratoryjnym pracującym w układzie mocy krążącej mierzono wibrometrem laserowym Ometron VH300+ prędkości drgań wałów przekładni zębatej obciążonej statycznie momentem 138 [Nm] i pobudzonej do drgań impulsem siły działającym na wał w kierunku siły międzyzębnej.

Wyniki przedstawione w [10, 11] potwierdzają, że uzyskano zadawalającą zgodność częstotliwości drgań wałów koła. Dobrą zgodność uzyskano również w przypadku wału zębnika. Potwierdzono tym samym poprawność przyjętych w modelu parametrów.

W widmie prędkości drgań [10, 11] widoczne były składowe o różnych częstotliwościach, jednakże najwyższą amplitudę miała składowa o czestotliwości 1226 Hz. W celu dostrojenia współczynnika tłumienia w łożyskach odfiltrowano z sygnału składowe o częstotliwościach poniżej 800 Hz i powyżej 1600 Hz a następnie dokonano całkowania prędkości drgań. Lokalne maksima wartości bezwzględnej przemieszczenia wału aproksymowano krzywą wykładniczą. Wartości aproksymującej wykładnika krzywej wyniki uzyskane z badań doświadczalnych oscylowały wokół wartości -616. Maksymalna różnica pomiędzy wykładnikami uzyskanymi na podstawie tych badań oraz badań symulacyjnych nie Potwierdza to poprawność przekraczała 2%. modelowania tłumienia w łożyskach. Wyniki uzyskane na podstawie badań doświadczalnych i symulacyjnych przedstawiono w [10, 11].

łożyskach tocznych często występuja W uszkodzenia w postaci jamek pittingowych w bieżniach. W dostrojonym modelu zasymulowano lokalne uszkodzenie bieżni zewnętrznej poprzez zmiane sztywności łożyska w trakcie przetaczania się elementu tocznego przez uszkodzony fragment Przyjęto, że długość uszkodzonego bieżni. fragmentu bieżni zewnętrznej wynosi 2 mm a sztywność zmniejsza się maksymalnie o 28% (rys. 8). Okres powtarzania się tych zmian sztywności wynika z zależności kinematycznych w łożysku [2, 12].



Rys. 8. Sposób modelowania zmiany sztywności w wyniku uszkodzenia łożyska

Celem przeanalizowania wpływu wczesnych stadiów uszkodzenia bieżni łożyska na sygnał poprzecznych prędkości drgań wału przeprowadzono obliczenia symulacyjne przy założeniu narastania uszkodzenia przyjmując spadki sztywności odpowiednio o: 0% (brak uszkodzenia), 7%, 14%, 21% i 28%. Symulowano pracę przekładni obciążonej momentem wejściowym 138 Nm przy prędkości obrotowej wału koła 1800 obr/min.

Wcześniejsze badania wykazały, że stosunkowo łatwo można zaobserwować efekty spowodowane uszkodzeniem bieżni łożyska w czasowoczęstotliwościowym rozkładzie Wignera Ville'a (WV) sygnału prędkości drgań poprzecznych wału mierzonych w kierunku działania siły międzyzębnej a wykorzystanie w diagnozowaniu pomiarów predkości drgań wałów jest bardziej efektywne niż przetwarzanie pomiarów przyspieszeń lub prędkości drgań obudowy łożyska.

przypadku W braku uszkodzeń łożysk w obrazach transformat WV można zaobserwować jedynie nieznaczne zaburzenia spowodowane błędami podziałki kolejnych par zębów wchodzących w przypór (rys. 9).



Rys. 9. Transformata WV sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła uzyskanego w wyniku symulacji, brak uszkodzenia łożyska, prędkość obrotowa wału koła 1800 obr/min.

Narastanie uszkodzenia skutkuje pojawieniem się w rozkładzie WV lokalnych maksimów o okresie powtarzania równym okresowi przetaczania sie elementów tocznych łożyska przez uszkodzony fragment bieżni (rys. 10a) oraz stopniowym wzrostem amplitud tych maksimów (rys. 10b+d). Uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska przekładni zębatej w miarę narastania pobudza wał do drgań poprzecznych W paśmie częstotliwości rezonansowej, która staje się dominującą w widmie i dlatego to pasmo jest szczególnie użyteczne do celów diagnostycznych.



Rys. 10. Transformaty WV sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła uzyskanego w wyniku symulacji, łożysko z lokalnym uszkodzeniem, prędkość obrotowa wału koła 1800 obr/min.: a) lokalny spadek sztywności o 7%, b) lokalny spadek sztywności o 14%, c) lokalny spadek sztywności o 21%, d) lokalny spadek sztywności o 28%

Celem sprawdzenia poprawności badań symulacyjnych uszkodzone łożysko (rys. 11) montowano w przekładni badanej na wale zębnika i na wale koła. Do pomiarów drgań wirujących wałów podczas pracy przekładni w takich samych warunkach jak podczas badań symulacyjnych wykorzystano wibrometr laserowy Ometron VH300+.



Rys. 11. Uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska tocznego

Na rysunku 12 przedstawiono transformatę WV sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła z uszkodzonym łożyskiem zmierzone na stanowisku laboratoryjnym. Wyniki te są zgodne z otrzymanymi w wyniku badań symulacyjnych.



Rys. 12. Transformata WV sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła uzyskanego w wyniku badań laboratoryjnych – łożysko uszkodzone, prędkość obrotowa wału koła około 1800 obr/min.

Poprawność przeprowadzonych badań symulacyjnych potwierdzają również przedstawione na rysunkach 13 i 14 przebiegi czasowe prędkości drgań poprzecznych wałów uzyskane drogą pomiarów i symulacji. W obu przypadkach można zaobserwować powtarzający się cyklicznie, zgodnie z okresem przejścia elementów tocznych przez uszkodzony fragment bieżni, wzrost amplitudy prędkości drgań poprzecznych wału.





Rys. 14. Przebieg czasowy prędkości drgań poprzecznych wałów uzyskany na podstawie symulacji - łożysko z uszkodzoną bieżnią zewnętrzną

7. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz można sformułować następujące wnioski:

- Sztywność łożyska zmienia się na skutek zmiany ilości elementów tocznych przenoszących obciążenie. Zmiany sztywności są tym większe, im mniejsza jest ilość elementów tocznych w łożysku.
- W przypadku małej ilości elementów tocznych w łożysku, zmiany sztywności łożyskowania powodują drgania wałów przekładni, które są dobrze widoczne w widmach sygnałów prędkości ich drgań poprzecznych.
- W przypadku ustalonego kierunku działania siły obciążającej łożysko częstotliwość zmian sztywności łożyskowania jest równa charakterystycznej częstotliwości dla uszkodzenia bieżni zewnętrznej. Może to być przyczyną błędnej diagnozy stanu łożyskowania i z tego powodu zalecane jest stosowanie zaawansowanych np. czasowo częstotliwościowych metod analizy sygnałów.
- Uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska przekładni zębatej w miarę narastania pobudza wał do drgań poprzecznych w paśmie częstotliwości rezonansowej, która staje się dominującą widmie i dlatego to pasmo jest szczególnie użyteczne do celów diagnostycznych.

LITERATURA

- Bartelmus W.: Mathematical modelling and computer simulations as an aid to gearbox diagnostics. Mechanical Systems and Signal Processing 2001, vol. 15 nr 5, str. 855÷871
- [2] BatkoW., Ziółko M.: Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej. Problemy Inżynierii mechanicznej i Robotyki – AGH Kraków 2002
- [3] Dybała J., Mączak J., Radkowski St.: Wykorzystanie sygnału wibroakustycznego w analizie ryzyka technicznego. Warszawa -Radom, Instytut Technologii Eksploatacji 2006
- [4] Dziurdź J.: Wibroakustyczna analiza obciążenia lożyska tocznego. Przegląd Mechaniczny Nr 7-8/2006, str. 50-53
- [5] Figlus T., Wilk A., Madej H., Folęga P.: Badania wibroaktywności użebrowanego korpusu przekładni zębatej. Materiały XIII Konferencji Naukowej Wibroakustyki i Wibrotechniki – VIII Ogólnopolskiego Seminarium Wibroakustyka w Systemach Technicznych Wibrotech 2007, str. 121÷129
- [6] Krzemiński Freda H.: Łożyska toczne. Warszawa, PWN 1985
- [7] Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Katowice - Radom, Instytut Technologii Eksploatacji 2001

- [8] Łazarz B., Peruń G.: Modelowanie łożysk tocznych w układach napędowych z przekładnią zębatą. Materiały XXXV Jubileuszowego Ogólnopolskiego Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 03÷08.03.2008 r.
- [9] Łazarz B., Peruń G.: Modelowanie przekładni zębatych pracujących w układzie mocy krążącej. Materiały XXXV Jubileuszowego Ogólnopolskiego Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 03÷08.03.2008 r.
- [10] Łazarz B., Wojnar G.: Modelowanie lokalnych uszkodzeń lożysk tocznych w przekładni zębatej do celów diagnostycznych. Materiały V Krajowej Konferencji Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów DIAG'2003, 13÷17.10.2003 r.
- [11] Łazarz B., Wojnar G, Czech P.: Wibrometria laserowa i modelowanie – narzędzia współczesnej diagnostyki przekładni zębatych. Katowice - Radom, Instytut Technologii Eksploatacji 2007
- [12] McFadden P.D., Smith J. D.: *Model for vibration produced by single point defect in a rolling element bearing.* Journal of Sound and Vibration 1984, 96 (1), str. 69-82



Dr hab. inż. **Bogusław LAZARZ** jest profesorem nzw. w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Ślaskiej.

Specjalizuje się w zakresie diagnostyki wibroakustycznej przekładni, projektowania układów przeniesienia

napędu z przekładnią zębatą oraz metod przetwarzania sygnałów. Członek Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN.



Dr inż. **Grzegorz WOJNAR** obecnie jest adiunktem na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej.

Specjalizuje się w zakresie modelowania procesów dynamicznych, projektowania maszyn oraz metod przetwarzania sygnałów.

- [13] Müller L.: *Przekładnie zębate. Dynamika.* Warszawa, WNT 1986
- [14] Osiński Z.: Tłumienie drgań. Warszawa, PWN 1997
- [15] Peruń G., Bucki S.: Zastosowanie metody elementów skończonych do modelowania układu bieżnia wewnętrzna łożyska - element toczny - bieżni zewnętrzna. VII Międzynarodowe Seminarium Degradacji Systemów Technicznych, Liptovsky Mikulas 26÷29.03.2008 r.
- [16] SKF Katalog główny. SKF 2007
- [17] Wilk A., Łazarz B., Madej H., Wojnar G.: Analiza wpływu tłumienia węzłów łożyskowych na model diagnostyczny przekładni. Materiały XXX Jubileuszowego Ogólnopolskiego Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 03÷08.03.2003 r.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2006-2009 jako projekt badawczy



Mgr inż. **Grzegorz PERUŃ** jest doktorantem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej.

Zainteresowania badawcze: modelowanie i komputerowe wspomaganie projektowania przekładni zębatych oraz

metody przetwarzania sygnałów.

PRZESŁANKI STEROWANIA PROCESEM EKSPLOATACJI UKŁADU ŁOŻYSKOWANIA SILNIKA TURBINOWEGO NA PODSTAWIE KOMPLEKSOWEJ INFORMACJI DIAGNOSTYCZNEJ

Paweł LINDSTEDT, Henryk BOROWCZYK

Katedra Automatyki i Robotyki, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka Ul. Wiejska 45C, 15–351 Białystok, Poland, e-mail: <u>borowczyk@post.pl</u>

Streszczenie

W pracy przedstawiono przesłanki sterowania procesem eksploatacji na podstawie kompleksowej informacji diagnostycznej. Rozważania przeprowadzono na przykładzie układu łożyskowania turbinowego silnika śmigłowcowego. Wykorzystano następujące metody diagnozowania: funkcjonalną, wibroakustyczną i zużyciową. Sygnały diagnostyczne sprowadzono do jednorodnej postaci – bezwymiarowych wskaźników przekroczeń wartości progowych. Zależności między procesami użytkowania, zużywania, obsługiwania i stanem technicznym oraz niezawodnością i bezpieczeństwem opisano w postaci równań stanu. Określono zbiór parametrów równań stanu. Przedstawiono przebiegi parametrów stanu w funkcji czasu eksploatacji dla dwóch silników tworzących zespół napędowy śmigłowca PZL Kania. Wykazano, że stan silników jest różny mimo pracy na tym samym śmigłowcu. Uzyskane wyniki stanowią podstawę sterowania procesem eksploatacji układu łożyskowania turbinowego silnika śmigłowcowego.

Słowa kluczowe: eksploatacja, diagnostyka, regulacja, bezpieczeństwo, niezawodność.

PREMISES OF THE CONTROL OF TURBINE ENGINE BEARING SYSTEM EXPLOITATION PROCESS ON THE BASIS OF THE COMPLEX DIAGNOSTIC INFORMATION

Summary

The paper presents premises of the exploitation process control on the basis of the comprehensive diagnostic information. Analyses were carried out on the example of the turbine helicopter engine bearing system. The following diagnosis methods were used: functional, vibroacustical and tribological. Diagnostic signals were reduced to the homogeneous form – indices of threshold value exceedings. Relations between processes of using, usage, maintenance and the technical state, the reliability and the safety were described in the form of the state equation parameters was determined. Courses of the state equation parameters in the function of the operating time were presented for two engines forming the driving set of the PZL Kania helicopter. They showed that the state of these engines was different in spite of the work on the same helicopter. The results constitute the base for the exploitation process control of the bearing system of turbine helicopter engine.

Keywords: exploitation, complex diagnostics, tuning, safety, reliability.

1. WSTĘP

W procesie eksploatacji układu łożyskowania turbinowego silnika śmigłowcowego można wyróżnić dwa problemy [2, 5, 6, 9, 16, 17]:

- utrzymanie nominalnej trwałości określonej przez producenta;
- określenie rzeczywistej trwałości układu przy danej intensywności użytkowania i przy danym obsługiwaniu.

Producent określa nominalną trwałość przy założeniu średniej intensywności użytkowania i określonym systemie utrzymywania zdatności (obsługiwania). W rzeczywistości użytkowanie przebiega z różną intensywnością, często na granicy dopuszczalności (zdarzają się również ekstremalne przypadki, gdy te granice są z konieczności przekraczane) [9, 10, 15].

System utrzymywania zdatności również projektowany jest dla średniej intensywności użytkowania, stąd zakłada się na ogół stałe przedziały czasu między czynnościami obsługowymi [2, 11, 16, 17].

Okazuje się jednak, że użytkowanie układu w zakresie dopuszczanym przez producenta nie zapewnia utrzymania zakładanej trwałości. W praktyce eksploatacyjnej obserwuje się przypadki zwiększania intensywności zużywania, gdy parametry eksploatacyjne osiągają wartości zbliżone dopuszczalnych, wielokrotnie do w krótkich odstępach czasu. Sytuacje takie śmigłowca występują podczas pracy w ekstremalnych warunkach – minimalnej lub zerowej prędkości postępowej (zawis) i dużym obciążeniu.

Pojawiają się następujące zagadnienia:

- rozpoznanie wystąpienia zwiększonej intensywności zużywania łożysk na podstawie zmiany wartości sygnałów diagnostycznych;
- powiązanie zmian wartości sygnałów diagnostycznych z oddziaływaniem otoczenia i identyfikacja czynników wpływających na wzrost intensywności zużywania;
- sterowanie procesem użytkowania (przez odpowiedni dobór zadań lotniczych) oraz obsługiwania (czasy i zakresy czynności obsługowych) w celu utrzymania zużycia w dopuszczalnym zakresie.

Uzyskanie niezbędnych informacji o stanie układu łożyskowania i wpływie otoczenia wymaga zastosowania kompleksowego (funkcjonalnego, zużyciowego i wibroakustycznego) diagnozowania układu łożyskowania oraz funkcjonalnego diagnozowania silnika. Diagnozowanie kompleksowe [1, 3, 7, 12] i identyfikacja relacji pomiędzy oddziaływaniem otoczenia a przebiegiem zużywania łożysk pozwala określić wpływ poszczególnych czynników otoczenia na stan łożysk, a tym samym ustalić odpowiednie warunki użytkowania silnika.

W niniejszej pracy przedstawiono koncepcję systemu oceny stanu i sterowania procesem eksploatacji układu łożyskowania na podstawie diagnozowania kompleksowego z uwzględnieniem oddziaływania otoczenia, oparte na wynikach eksperymentalnych badań turbinowych silników śmigłowcowych Allison 250 [2, 7, 9].

2. WSKAŹNIKI PRZEKROCZEŃ PROGO-WYCH WARTOŚCI SYGNAŁÓW DIAGNOSTYCZNYCH I SYGNAŁÓW OTOCZENIA

Sygnały niosące informację o obiekcie i jego otoczeniu są różnej natury fizycznej [1, 7]. Celowe jest zatem sprowadzenie ich do jednorodnej postaci – np. wskaźników przekroczeń progowych wartości sygnałów (lub przyrostów sygnałów) [3, 4].

Schemat sprowadzania dowolnego sygnału związanego z obiektem D lub jego otoczeniem U przedstawiono na rys. 1 [3, 4].

Sygnał opisywany jest wartością średnią μ i odchyleniem standardowym σ . Wartość i-tego progu określa się jako: $p_i = \mu + i\sigma$.

Czas trwania przekroczenia progu charakteryzuje się wartością średnią μ_t i odchyleniem standardowym σ_t . Miarę jednostkowego pola przekroczeń progu określa się jako: $S_1 = \sigma \cdot \sigma_t$.



Rys. 1 Schemat do wyznaczania wskaźników przekroczeń progowych wartości sygnałów

Na tej podstawie wskaźnik przekroczenia progu można zdefiniować jako:

$$n_k = \frac{\sum w_i A_i}{S_1} \tag{1}$$

gdzie: i – stopień przekroczenia, w_i – waga zależna od stopnia przekroczenia, A_i – pole cząstkowe sygnału S, dla którego obowiązuje waga w_i .

Wynikiem uformowania sygnałów D i U są bezwymiarowe wskaźniki n_D i n_U . Ostatecznie wszystkie sygnały związane z obiektem i jego otoczeniem można sprowadzić do dwóch wskaźników N_D i N_U :

$$N_D = \sqrt{n_{D_1}^2 + \ldots + n_{D_k}^2}$$
(2)

$$N_{U} = \sqrt{n_{U_{1}}^{2} + \ldots + n_{U_{k}}^{2}}$$
(3)

Dla każdej chwili eksploatacji Θ_i otrzymuje się parę wskaźników {N_{Di}, N_{Ui},}, z których jeden związany jest z obiektem, a drugi z jego otoczeniem. Umożliwia to opisanie relacji między N_D, N_U i stanem obiektu za pomocą równania stanu.

Ogólna postać równania stanu jest następująca [8, 9]:

$$\frac{dx}{d\Theta} = ax + bU \tag{4}$$

gdzie: x – zmienna stanu (np. sygnał diagnostyczny), U – zmienna sterująca (otoczenie), a – parametr stanu, b – parametr sterowania (oddziaływanie otoczenia).

Zgodnie z zasadami identyfikacji statycznej i dynamicznej [14] z równania (4) otrzymuje się:

$$x = \left(-\frac{b}{a}\right)U = \hat{a}U; \quad \hat{a} = \frac{\Sigma x_i U_i}{\Sigma U_i^2} \tag{5}$$

oraz:

$$\frac{\Delta x}{\Delta \Theta} = ax + a\hat{a}U = a(x + \hat{a}U);$$

$$a = \frac{\Delta x}{\Delta \Theta(x + \hat{a}U)}$$
(6)

Wyznaczone kolejno parametry - \hat{a} (identyfikacja statyczna - $\dot{x}=0$), a następnie "a" (identyfikacja dynamiczna) oraz "b" pozwalają oceniać stan obiektu "a" i jego zależność od otoczenia "b" [3, 6].
3. KOMPLEKSOWE PRZETWARZANIE INFORMACJI O OBIEKCIE W OTOCZENIU

W procesie eksploatacji występują jednocześnie problemy regulacyjne, diagnostyczne i niezawodnościowe [1, 2, 4, 8, 11, 12, 13]. Do kompleksowego opisu tych problemów można wykorzystać różne konfiguracje równania stanu (4).

Stan regulacji obiektu a_R można wyznaczyć z następującego równania stanu:

$$\frac{dN_U}{d\Theta} = a_R N_U + b_R N_D \tag{7}$$

gdzie: N_U – wskaźnik przekroczeń progów regulacyjnych sygnałów użytkowych (wyjściowych) i otoczenia (wejściowych), N_D wskaźnik przekroczeń progów sygnałów diagnostycznych związanych ze zużyciem obiektu, Θ - czas eksploatacji, a_R – parametr stanu regulacji, b_R – parametr oddziaływania stanu diagnostycznego na regulacyjny.

Stan techniczny obiektu można wyznaczyć z równania [9,10]:

$$\frac{dN_D}{d\Theta} = a_D N_D + b_D N_U \tag{8}$$

gdzie: a_D – parametr technicznego stanu obiektu, b_D – parametr oddziaływania otoczenia.

Stan bezpieczeństwa obiektu określa równanie:

$$\frac{da_R}{d\Theta} = a_B a_R + b_B a_D \tag{9}$$

gdzie: a_B – parametr stanu bezpieczeństwa, b_B – parametr oddziaływania stanu technicznego na stan bezpieczeństwa.

Stan niezawodności obiektu opisuje równanie:

$$\frac{da_D}{d\Theta} = a_N a_D + b_N a_R \tag{10}$$

gdzie: $a_{\rm N}$ – parametr stanu niezawodności, $b_{\rm N}$ – parametr oddziaływania stanu regulacji na niezawodność.

Równania (7) - (10) stanowią podstawę kompleksowej oceny stanu - regulacji, diagnozy, bezpieczeństwa i niezawodności. Stan obiektu może być ilościowo określony za pomocą czterech parametrów: a_R , a_D , a_B , a_N , a wpływ otoczenia na ten stan -- za pomocą parametrów: b_R , b_D , b_B , i b_N .

4. KOMPLEKSOWA OCENA STANU UKŁADU ŁOŻYSKOWANIA SILNIKA ALLISON 250

Kompleksowa ocena stanu obiektu bazująca na parametrach: stanu regulacji a_R , stanu technicznego a_D , stanu bezpieczeństwa a_B i stanu niezawodności a_N została wstępnie zweryfikowana na przykładzie układu łożyskowania silnika Allison 250.

Wyniki badań dwóch silników Allison 250 nr 88 i 91, stanowiących zespół napędowy jednego śmigłowca Kania, przedstawiono na rys. 2 i 3 [3, 4].



Rys. 2. Wskaźniki przekroczeń wartości progowych sygnałów diagnostycznych D i sygnałów otoczenia U



Rys. 3. Skumulowane wskaźniki przekroczeń wartości progowych sygnałów diagnostycznych D i sygnałów otoczenia U

4.1. Ocena stanu regulacji

Na podstawie równania (7), po wykorzystaniu zależności (5) i (6) otrzymuje się:

$$a_{R} = \frac{\Delta N_{U}}{\Delta \Theta \left(N_{U} + \hat{a}_{R} N_{D} \right)} \tag{11}$$

$$\hat{a}_{R} = \left(-\frac{b_{R}}{a_{R}}\right) = \frac{\sum N_{U_{i}} N_{D_{i}}}{\sum^{k} N_{D_{i}}^{2}}$$
(12)



Rys. 4. Parametr stanu regulacji a_R

Przebiegi parametrów stanu regulacji a_R (potencjału regulacyjnego) w funkcji czasu eksploatacji Θ dla silników nr 91 i 88 przedstawiono na rys. 4.

4.2. Ocena stanu technicznego

Na podstawie równania (8), po wykorzystaniu zależności (5) i (6) otrzymuje się:

$$a_{D} = \frac{\Delta N_{D}}{\Delta \Theta \left(N_{D} + \hat{a}_{D} N_{U} \right)}$$
(13)

$$\hat{a}_D = \left(-\frac{b_D}{a_D}\right) = \frac{\Sigma N_U N_D}{\Sigma N_U^2}$$
(14)

Przebiegi parametrów stanu technicznego w funkcji czasu eksploatacji Θ dla silników nr 91 i 88 przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5. Parametr oceny stanu technicznego a_D

4.3. Ocena stanu bezpieczeństwa

Na podstawie równania (9), po wykorzystaniu zależności (5) i (6) otrzymuje się:

$$a_{B} = \frac{a_{R}}{\Delta\Theta\left(a_{R} + \hat{a}_{B}a_{D}\right)} \tag{15}$$

$$\hat{a}_B = \left(-\frac{b_B}{a_B}\right) = \frac{\Sigma a_R a_D}{\Sigma a_D^2} \tag{16}$$

Przebiegi parametrów stanu bezpieczeństwa w funkcji czasu eksploatacji Θ silników nr 91 i 88 przedstawiono na rys. 6.



Rys. 6. Parametr oceny stanu bezpieczeństwa a_B

4.4. Ocena stanu niezawodności

Na podstawie równania (10), po wykorzystaniu zależności (5) i (6) otrzymuje się:

$$a_N = \frac{\Delta a_D}{\Delta \Theta \left(a_D + \hat{a}_D a_R \right)} \tag{17}$$

$$\hat{a}_N = \left(-\frac{b_N}{a_N}\right) = \frac{\Sigma a_D a_R}{\Sigma a_R^2}$$
(18)

Przebiegi parametrów stanu niezawodności w funkcji czasu eksploatacji Θ dla silników nr 91 i 88 przedstawiono na rys. 7.



Z analizy współczynnika a_R (rys. 4) wynika, że potencjał regulacyjny silników 91 i 88 jest różny chociaż pracują na tym samym egzemplarzu śmigłowca. Potencjał regulacyjny zależy od stanu technicznego określonego sygnałem N_D i od parametru b_R określającego intensywność oddziaływania stanu technicznego na regulację.

Z analizy zmian współczynnika a_D (rys. 5) wynika, że stan techniczny silników 91 i 88 jest różny (mimo pracy na tym samym egzemplarzu śmigłowca). Zmiany stanu technicznego zależą od jakości użytkowania i obsługiwania (w tym wyregulowania). Duża wartość współczynnika a_D oznacza, że obiekt jest wyeksploatowany i nie może być użyty do trudnych zadań charakteryzujących się dużym współczynnikiem b_D .

Wskaźniki bezpieczeństwa i niezawodności (rys. 6 i rys. 7) badanych silników również się różnią i zależą od stanu technicznego oraz sposobu użytkowania (rys. 2 i 3).

5. ZBIÓR ZADAŃ LOTNICZYCH

Opis procesu użytkowania układu łożyskowania uwzględnia zbiór zadań lotniczych realizowanych przez śmigłowiec (otoczenie dalsze) i przez zespół napędowy (otoczenie bliższe).

Np. śmigłowiec typu Kania wykorzystywany jest m.in. do:

- transportu osób i towarów;
- patrolowania;
- desantowania.

Masa przewożonego ładunku w istotny sposób wpływa na wymaganą moc zespołu napędowego, szczególnie podczas startu i lądowania, a to z kolei na obciążenie i w konsekwencji zużywanie układu łożyskowania. W przypadku lotów patrolowych obciążenie cieplne i mechaniczne zależy od wysokości i prędkości lotu oraz warunków atmosferycznych – temperatury i ciśnienia powietrza.

Desantowanie jest zadaniem lotniczym, które najsilniej obciąża zespół napędowy ze względu na konieczność utrzymania wysokiej mocy i niekorzystne warunki pracy – przy praktycznie zerowej prędkości lotu pogarsza się chłodzenie i silniki często osiągają temperatury pracy bliskie wartościom dopuszczalnym.

W każdym zadaniu lotniczym występują zawsze dwie główne fazy: start i lądowanie oraz różne kombinacje faz lotu charakteryzowane wysokością i prędkością lotu (od zawisu do prędkości maksymalnej) oraz niezbędną mocą. Ponieważ obciążenia zespołu napędowego zależą od rozwijanej mocy stąd można zakładać, że intensywność procesu zużywania w podobnych fazach będzie w przybliżeniu jednakowa.

Stwierdzenie to jest szczególnie istotne w przypadku śmigłowców, które nie są wyposażone w pokładowe rejestratory parametrów lotu – pozwala na przybliżony opis procesu użytkowania zespołu napędowego i jego wpływu na zużywanie układu łożyskowania.

6. PROJEKTOWANIE SYSTEMU STERO-WANIA EKSPLOATACJĄ

System sterowania eksploatacją układów łożyskowania powinien posiadać cechy systemu ekspertowego i umożliwiać:

- sterowanie procesem użytkowania dobór zadań lotniczych wg aktualnego stanu układu, określanie zbioru zadań lotniczych możliwych do zrealizowania w danej chwili, analiza a priori możliwości realizacji określonego zadania;
- sterowanie procesem obsługiwania określanie czasu i zakresu czynności obsługowych z uwzględnieniem bieżącego stanu technicznego, niezawodności i bezpieczeństwa oraz intensywności użytkowania i zużywania układu.

Projektowanie systemu sterowania eksploatacją obejmuje następujące obszary:

- modelowanie i monitorowanie procesów eksploatacyjnych realizowanych przez obiekt (użytkowanie) i na obiekcie (obsługiwanie);
- modelowanie układu łożyskowania jako obiektu diagnostyki;
- eksperymentalne badania diagnostyczne w rzeczywistych warunkach eksploatacji metodami: funkcjonalną, tribologiczną, wibroakustyczną;
- poszukiwanie relacji między zmianami stanu technicznego i procesem eksploatacji układu a sygnałami diagnostycznymi uzyskanymi różnymi metodami;
- formalizacja wiedzy dla potrzeb ekspertowego systemu wspomagającego kompleksowe

wnioskowanie diagnostyczne i sterowanie eksploatacją;

• implementacja wiedzy w ekspertowym systemie sterowania eksploatacją.

Baza wiedzy wykorzystuje wprowadzone wyżej zależności – parametry równań stanu, zbiory zadań lotniczych i charakteryzujące je intensywności użytkowania oraz zbiory czynności obsługowych.

7. PODSUMOWANIE

Podstawę systemu sterowania eksploatacją stanowi kompleksowa metoda parametrycznej oceny stanu obiektu technicznego w procesie obsługi i użytkowania oparta na obserwacji parametrów stanu: technicznego, regulacji, bezpieczeństwa i niezawodności. Parametry te wyznaczane są z różnych konfiguracji równań stanu, które w sposób zdeterminowany wiążą całą posiadaną i odpowiednio uformowaną (wskaźniki przekroczeń wartości progowych) informację o obiekcie i jego otoczeniu.

Analiza wyników eksperymentalnych badań pokazuje, że występują różnice w przebiegu procesów zużywania układów funkcjonalnych silników nawet jeżeli pracują na tym samym śmigłowcu. Podejście proponowane w niniejszej pracy umożliwia uchwycenie indywidualnych cech badanych obiektów, a w rezultacie indywidualne sterowanie ich eksploatacją w celu zapewnienia odpowiedniego poziomu jakości funkcjonowania, bezpieczeństwa i niezawodności.

Decydent, obsługa techniczna i użytkownik będą dysponować bieżącą informacją o bezpieczeństwie i niezawodności obiektu oraz warunkach użytkowania, w których nie wystąpi przekroczenie dopuszczalnego stanu regulacji i stanu technicznego.

LITERATURA

- Borowczyk H.: Model kompleksowego systemu diagnostycznego płatowca i zespołu napędowego statku powietrznego. V Międz. Konf. Diagnostyka Samolotów i Śmigłowców, AIRDIAG'97, ITWL Warszawa 1997.
- Borowczyk H.: Diagnostyczny system sterowania procesem eksploatacji samolotu, V Konf. Inżynieria Eksploatacji, Ameliówka, Wyd. ITWL, Warszawa 2000
- [3] Cempel C.: Multidimentional condition monitoring of mechanical systems in operation. Mech. Systems and Signal Processing, (2003) 17(6). 1291-1303.
- [4] Korbicz J., Kościelny J. M., Kowalczuk Z., Cholewa W. (red.): *Diagnostyka procesów*. WNT, Warszawa 2002.
- [5] Lewitowicz J.: *Podstawy eksploatacji statków powietrznych*. Tom 1: Statek powietrzny i elementy teorii. Wyd. ITWL, Warszawa 2001.

- [6] Lewitowicz J.: Podstawy eksploatacji statków powietrznych. Tom 2: Własności i właściwości eksploatacyjne statku powietrznego. Wyd. ITWL, Warszawa 2003.
- [7] Lindstedt P. Kompleksowa diagnostyka w procesie oceny jakości użytkowania silnika śmigłowcowego w inżynieryjno – lotniczym otoczeniu, Diagnostyka 3 (39) 2006
- [8] Lindstedt P. Reliability and its relation to registration and diagnostics in the machinery exploitation systems, Journal of KONBIN Vol. 1 No 2/2006, ITWL, Warszawa.
- [9] Lindstedt P., Borowczyk H., Magier J. Badania możliwości kompleksowego diagnozowania silnika lotniczego na podstawie informacji z metod funkcjonalnej, tribologicznej i wibroakustycznej, Projekt Badawczy KBN Nr 5T12D01122, Wyd. ITWL, Warszawa 2003.
- [10] Lindstedt P., Borowczyk H., Magier J.: Diagnostyka silnika śmigłowcowego w inżynieryjno-lotniczym otoczeniu, Prace naukowe ITWL, Zeszyt nr 17 2003r.
- [11] Lindstedt P.: *Praktyczna diagnostyka maszyn i jej teoretyczne podstawy*. Wyd. Naukowe ASKON, Warszawa 2002.
- [12] Natke H. G., Cempel C.: *Holistic modelling* as a tool for the diagnosis of critical complex systems. Automatica, Vol. 32, No1 pp 89-94, 1996.
- [13] Niziński S., Michalski R.: *Diagnostyka* obiektów technicznych. ITE Radom 2002
- [14] Söderström T., Stoica P. Identyfikacja systemów, PWN, Warszawa 1997.
- [15] Szczepanik R., Lindstedt P., Borowczyk H.: Diagnostyka techniczna w systemie obsługiwania silników lotniczych, Tom V, rozdz. 4 Problemy badań i eksploatacji

techniki lotniczej, Wyd. ITWL Warszawa 2004, ss 85 – 100.

- [16] Woropay M. (red.): Podstawy racjonalnej eksploatacji maszyn. Wyd. ITE, Radom 1996.
- [17] Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn. Wyd. Ucz. ATR, Bydgoszcz, 1996.



Dr Paweł hab. inż. LINDSTEDT, prof. Politechniki Białostockiej, docent Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych. Tematyka badawcza: Budowa i Eksploatacja Maszyn, Automatyka Stosowana,

Diagnostyka i niezawodność Maszyn. Prace dotyczą diagnozowania silników lotniczych, instalacji hydraulicznych, układów łożyskowania metodami funkcjonalnymi, wibroakustycznymi i zużyciowymi.



Henryk Dr inż. BOROWCZYK Adiunkt Automatyki w Katedrze Robotyki na Wydziale i Mechanicznym Politechniki Białostockiej główny i specjalista Zakładzie w Silników Lotniczych, Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych. Działalność

naukowo-badawcza: kompleksowa diagnostyka lotniczych silników turbinowych z wykorzystaniem teorii informacji, metod identyfikacji matematycznych modeli układów dynamicznych, metod sztucznej inteligencji.

Jerzy GIRTLER

Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Katedra Siłowni Okrętowych 80-951 Gdańsk, ul. G. Narutowicza 11/12, fax/tel. (058) 347 1981, e-mail: jgirtl@pg.gda.pl

Streszczenie

W artykule zaproponowano interpretację wartościującą działania, które (podobnie jak przedstawione mechanice klasycznej działania Hamiltona i Maupertiusa oraz działanie wynikające ze zmiany pędu ciała) jest rozpatrywane jako wielkość fizyczna o jednostce miary zwanej *dżulosekundą* [dżul×sekunda]. Przedstawiono oryginalną metodę analizy i oceny działania maszyn w ujęciu energetycznym dla potrzeb diagnostycznych. Do uzasadnienia przydatności tak interpretowanego działania zastosowano jednorodny proces Poissona i proces semi-Markowa. Procesy te umożliwiły skonstruowanie modelu przebiegu pogarszania się działania maszyny z upływem czasu jej funkcjonowania. Modelem tym jest więc proces losowy Poissona lub semi-Markova. Rozważania dotyczące energetycznego aspektu diagnostyki maszyn przedstawiono na przykładzie silników spalinowych, w szczególności silników o zapłonie samoczynnym.

Słowa kluczowe: diagnostyka, działanie, energia, stan techniczny, maszyna.

ENERGY-BASED ASPECT OF MACHINE DIAGNOSTICS

Summary

The paper presents a proposal of quantitative interpretation of operation which (just like in physics: the operations of Hamilton and Maupertius and the operation issuing from the changes of body momentum) is considered as a physical quantity with the unit of measure: a *joule-second* [*joule×second*]. The original method for analysis and estimation of machine operation has been showed in energy-based terms for the needs of diagnostics. In order to give the grounds for usability of such interpreted operation the homogeneous process of Poisson and process of semi-Markov have been herein applied. The two processes have enabled building a model of run of getting-worse (decreasing) operation of a machine at the lapse of its operation time. Thus, the model is a random process of Poisson or semi-Markov. The considerations concerning energy-based aspect of machine diagnostics have been provided on the example of combustion engines, mainly diesel engines.

Keywords: diagnostics, operation, energy, technical state, machine.

1. WPROWADZENIE

W diagnostyce maszyn, istotna jest identyfikacja ich walorów energetycznych. Ta identyfikacja dokonywana jest w formie diagnozy, sformułowanej po wykonaniu najpierw badania a następnie wnioskowania diagnostycznego [2, 8]. Celem formułowania diagnozy jest określenie stanu maszyn, jednak użytkownik musi ocenić także możliwości ich działania. Te możliwości są tym większe im bardziej może być ona obciążona oraz im większa jest jakość przetwarzania i przenoszenia energii. Zatem działanie maszyn musi być rozpatrywane w aspekcie ich energetycznej przydatności do wykonywania zadań.

Rozpatrując działanie maszyn, takich jak: silniki spalinowe (o zapłonie samoczynnym, o zapłonie iskrowym bądź turbinowe silniki spalinowe), silniki elektryczne, sprężarki tłokowe i przepływowe, pompy wyporowe i wirowe, prądnice, itp., należy

mieć na uwadze to, że we wszystkich procesach w nich zachodzących występuje (zgodnie z drugą zasadą termodynamiki) dysypacja energii, w formie pracy bądź ciepła [3, 5, 6, 7, 11, 12, 13, 14]. Oznacza to, że procesy te są nieodwracalne. Wskutek tego, wszystkie maszyny wraz z upływem czasu działają z coraz mniejszą sprawnością energetyczną i mają coraz mniejszą możliwość przetwarzania energii. Bezpośrednią przyczyną tego są zmiany stanu technicznego tego rodzaju maszyn, które zachodzą w wyniku istnienia w nich wymuszeń spowodowanych bezpośrednim, badź pośrednim wzajemnym oddziaływaniem energetycznym ich elementów. Energia zarówno przenoszona przetwarzana, jak też przez wspomniane maszyny powoduje degradację ich struktury konstrukcyjnej. Zatem oczywiste jest, że energia zmieniając się wraz z tym stanem podczas działania maszyny jednoznacznie ten stan charakteryzuje. W praktyce istotna jest nie tylko

wartość energii, którą można dysponować użytkując daną maszynę, lecz także istotny jest przedział czasu, w którym ta energia może być przez działającą maszynę zapewniona. Wobec tego jest sens rozpatrywania działania dowolnej maszyny (także każdego innego urządzenia energetycznego) w takim ujęciu, które mogłoby być określone jednocześnie przez energię i czas, w którym ta energia umożliwia realizację określonego zadania. Wobec tego jest sens przedstawienia energetycznego aspektu diagnostyki maszyn z uwzględnieniem jej działania, rozumianego jako wydatkowanie energii w określonym czasie. Zagadnienie to zostało podjęte również dlatego, że istnieją analogie do tak rozumianego działania w fizyce (np. działanie: Hamiltona badź Maupertiusa) [6, 7. 151 i w mechanice kwantowej (stała Plancka) [6, 7, 10]. W celu uproszczenia rozważań, energetyczny aspekt diagnostyki maszyn zostanie przedstawiony na przykładzie działania silników spalinowych.

2. INTERPRETACJA DZIAŁANIA MASZYNY NA PRZYKŁADZIE SILNIKA SPALINOWEGO

Działanie maszyn polega na przetwarzaniu i przenoszeniu doprowadzonej energii. W przypadku silników spalinowych następuje zamiana najpierw energii chemicznej zawartej w paliwie na energię cieplną a następnie powstałej energii cieplnej – na mechaniczną. W rezultacie powstają obciążenia, jako wynik tego rodzaju przemian (rys. 1), które prowadzą do zużycia wspomnianych silników i w rezultacie – uszkodzenia.

Interpretacja przemian energii przedstawionych na rys. 1 dotyczy silnika o zapłonie samoczynnym. Uwzględniono w niej, że ciepło jest formą przemiany energii chemicznej w energię cieplną a praca – formą przemiany energii cieplnej w mechaniczną.

Jest oczywiste, że zachodząca w przestrzeniach roboczych każdego silnika spalinowego przemiana energii w formie ciepła bądź pracy może zachodzić w różnym czasie. W praktyce istotne jest, aby praca wykonana w określonym czasie była możliwie największa albo, aby dana praca została wykonana możliwie najszybciej. W praktyce istotne jest także, aby podczas spalania wyzwalane było możliwie największe ciepło, zaś ciepło tracone zgodnie zasadą termodynamiki – możliwie z druga najmniejsze. Jeśli nie można uzyskać takiej przemiany energii, która jest najkorzystniejsza, uznaje sie, że silnik działa niewłaściwie i przyjmuje się, że jest on wtedy w stanie częściowej zdatności [7, 12, 14].

W przypadku wspomnianych silników spalinowych, przetwarzanie energii chemicznej (zawartej w doprowadzonym do ich komory spalania paliwie) na energię cieplną a następnie mechaniczną, umożliwia wytworzenie momentu obrotowego (M_o) wału korbowego przy określonej prędkości obrotowej (n) każdego silnika [12].Wobec tego działanie tego rodzaju silników można, w ujęciu ogólnym, interpretować następująco:

$$D = \int_{t_0}^{t_n} E(t)dt \tag{1}$$

gdzie D –działanie silnika (maszyny); E – energia przetworzona (uzyskana), umożliwiająca realizację jakiegoś zadania; t –czas zużywania energii E.

Tak rozumiane działanie może być, zgodnie z zależnością (1), przedstawione w układzie współrzędnych "E-t", a więc w formie wykresu, który proponuję nazwać *wykresem działania*. Przykład takiego wykresu działania, dla dowolnie wybranych chwil t_1 i t_2 przedstawiono na rys. 2.



Rys. 1. Przykładowy schemat przekształcenia energii w silniku o zapłonie samoczynnym: ST(t) – sterowanie silnikiem, ECh – energia chemiczna, EC – energia cieplna, EM – energia mechaniczna, ZK(t) – zakłócenia działania silnika, SoZS – silnik o zapłonie samoczynnym, OEM – odbiornik energii mechanicznej (np. śruba napędowa statku, prądnica, sprężarka, pompa),
WD(t) – warunki działania OEM, Q_C(t) – obciążenie cieplne w chwili t, Q_M(t) – obciążenie mechaniczne w chwili t, ET – energia strat cieplnych i mechanicznych

Działanie wyrażone wzorem (1) może być także rozpatrywane w odniesieniu do sposobów zmiany energii w czasie (t), jakimi są praca (L) oraz ciepło (Q) [13]. W tym przypadku działanie silników spalinowych (maszyn) można ogólnie wyrazić wzorami:

$$D_{L} = \int_{t_{1}}^{t_{2}} L(t)dt; \quad D_{Q} = \int_{t_{1}}^{t_{2}} Q(t)dt$$
(2)



Rys. 2. Przykład wykresu działania maszyny: E –energia, E_1 – energia w chwili (t_1) rozpoczęcia zadania, E_2 – energia w chwili (t_2) zakończenia zadania, t –czas

Taka interpretacja działania jest także możliwa przy rozpatrywaniu pracy tarcia (W_T) układów tribologicznych silników (np. ich łożyck), w określonym czasie (t) [11, 14]. Wtedy działanie (funkcjonowanie) danego układu tribologicznego można wyrazić następująco:

$$D_T = \int_{t_1}^{t_2} W_T(t) dt$$
 (3)

Działanie silników spalinowych, podobnie jak innych maszyn może być rozumiane dwojako: jako wymagane (D_W) , czyli takie, które jest niezbędne do wykonania zadania i jako możliwe (D_M) , czyli takie, które może dany silnik (maszyna) zrealizować w wymaganym czasie. Zatem można uznać, że każdy silnik (maszyna) może wykonać zadanie, gdy:

$$D_M \ge D_W \tag{4}$$

Wtedy jest w stanie zdatności. W przeciwnym przypadku (gdy $D_M < D_W$) należy uznać, że maszyna jest w stanie niezdatności. Oczywiście, gdy nie wszystkie zadania muszą być wykonane w danym czasie, lecz tylko te, dla których spełniony jest warunek (4), to można uznać, że maszyna znajduje się w stanach pośrednich zdatności i nazwać je stanami częściowej zdatności [7, 8]. O przydatności poszczególnych maszyn można byłoby więc wnioskować po dokonaniu obliczenia wartości ich działania (1), które w zaproponowanej interpretacji zostało przyrównane do wielkości fizycznej o jednostce miary nazywanej "dżulosekundą". Ponadto można byłoby tak rozumiane działanie maszyn oceniać (rys. 2) przez porównania pól działań wymaganego (D_W) i możliwego (D_M) . Oczywiste jest, że rozpatrywanie działania

z uwzględnieniem obu jego rodzajów jest równoznaczne z badaniem zmian energii wymaganej (E_W) , jaka jest potrzebna, w czasie wymaganym (t_W) , do wykonania danego zadania oraz energii możliwej (E_W) , a więc tej, która może być dostarczona w czasie możliwym (t_M) przez maszynę, zastosowaną do realizacji tego zadania. Oczywiste jest, że aby wyznaczyć pole działania (D) trzeba znać zależność funkcyjną energii od czasu, czyli E =f(t). Ze względu na to, że D = f(E, t), wobec tego działanie urządzeń można także przedstawić w układzie współrzędnych "D, E, t" [6, 7].

3. DIAGNOSTYCZNE ASPEKTY DZIAŁANIA MASZYN OPISANE JEDNORODNYM PROCESEM POISSONA

Wskutek zużycia, zmiany energii maszyny będą przebiegały z coraz mniejszą sprawnością. Wobec tego przy E_{dp} = idem wraz z upływem czasu energia odprowadzona E_{od} będzie rosła a wskutek tego – malała energia użyteczna E_u (rys. 3). Utrzymanie zaś warunku E_u = idem, wymagać będzie zwiększania E_{dp} z upływem czasu, jeśli będzie to możliwe.

Zmniejszanie się energii E_u zależy od stanu technicznego maszyny i zakłóceń Z. W rezultacie, zarówno badanie diagnostyczne, jak też kolejne etapy (rodzaje) wnioskowania diagnostycznego mogą być obarczone (nieraz znacznym) błędem [2].

Wobec tego, jeżeli system diagnozujący zostanie przysposobiony do pomiarów i wnioskowań diagnostycznych tak, że nie będzie czuły na zmiany Z, to energia E_u będzie odwzorowywała stan techniczny maszyny. Ze względu na to, że zakłócenia Z są losowe, zatem można zastosować ciąg zmiennych losowych jako model matematyczny procesu zmian energii E w czasie t. W praktyce zmniejszenie energii E o porcję elementarną $\Delta E = e$, którą można nazwać kwantem, jest możliwe podczas badań diagnostycznych. Zarejestrowanie zmiany energii o stałą porcję (kwant) e będzie możliwe po upływie czasu t_e będącego realizacją zmiennej losowej T_e .



Rys. 3. Schemat maszyny jako przetwornika energii: $Z - zakłócenia, Z_Z - zakłócenia zasilania,$

 Z_S – zakłócenia sterowania, N – inne zakłócenia, E_{dp} – energia doprowadzona, E_{od} – energia odprowadzona (tracona), ΔU – przyrost energii wewnętrznej, E_u – energia użyteczna (efektywna)

Wobec tego, można zmianę energii E_u o kwant e uznać za zdarzenie losowe A, które po upływie czasu t, np. w przedziale (0, t), może powtórzyć się wielokrotnie i wskutek tego pojawić się liczba B_t powtórzeń tego zdarzenia. Liczba B_t jest oczywiście zmienną losową o wartościach całkowitych nieujemnych. Zależność tej zmiennej losowej od czasu tworzy proces stochastyczny $\{B(t): t \ge 0\}$. Przy rozpatrywaniu tego procesu można przyjąć, że do opisu procesu zmiany energii E_u może być zastosowany jednorodny proces Poissona [1, 4, 5]. Stosujac ten proces można przedstawić następujaca interpretację fizyczną procesu zmniejszania energii E_u maszyny o stałą porcję (kwant) e: od chwili rozpoczęcia działania maszyny (może to być chwila t_0) do chwili zarejestrowania (wskutek jej zużycia) po raz pierwszy, przez urządzenie pomiarowe, zmniejszenia energii E_u o kwant e, może być generowana jakakolwiek wartość energii (w tym maksymalna) w poszczególnych przedziałach czasu. Dalsze zużycie maszyny spowoduje, z upływem czasu, pojawienie się kolejnych rejestracji spadku energii E_u o jednakowe porcje (kwanty). Wobec tego, w przypadku zarejestrowania do chwili t skumulowanej liczby Bt zaistniałych zdarzeń A, opisanej jednorodnym procesem Poissona, można spadek energii ΔE_t w chwili t przedstawić zależnościa:

$$\Delta E_t = eB_t \tag{5}$$

przy czym zmienna losowa B_t ma następujący rozkład [1, 4, 5]:

$$P(B_t = k) = \frac{(\lambda t)^k}{k!} \exp(-\lambda t); \quad k = 1, 2, ...$$
(6)

gdzie λ -wielkość stała, która może być interpretowana jako intensywność pojawiania się zarejestrowanych przez urządzenie pomiarowe spadków energii *E* o jednakowe porcje (e); $\lambda > 0$ (λ = idem).

Wartość oczekiwana i wariancja procesu narastania liczby zdarzeń *A* (spadków energii) można przedstawić następująco [1, 4, 5]:

$$E(B_t) = \lambda t$$
; $D^2(B_t) = \lambda t$ (7)

Zatem zgodnie z zależnością (1) wartość oczekiwana i odchylenie standardowe spadku energii generowanej przez maszynę, do chwili t mogą być wyrażone wzorami:

$$E[\Delta E(t)] = eE(B_t)$$
(8)

$$\sigma_E(t) = e\sqrt{D^2(B_t)} = e\sqrt{\lambda t}$$
(9)

Uwzględniając fakt, że dla t = 0 wartość energii, którą generuje maszyna jest największa, czyli że $E_u(0) = E_{max}$, można zależność matematyczną opisującą spadek tej energii z upływem czasu wyrazić następująco:

$$E(t) = \begin{cases} E_{\max} & \text{dla} \quad t = 0\\ E_{\max} - e\lambda t \pm e\sqrt{\lambda t} & \text{dla} \quad t > 0 \end{cases}$$
(10)

Przyjęcie we wzorze (10) energii E_{max} zamiast $E(E_{max})$ jest dopuszczalne dlatego iż dla t = 0, a więc maszyn nowych (dopiero wprowadzonych do eksploatacji) można przyjąć, że ich energie początkowe $E_i(i = 1, 2, ..., k)$ różnią się nie istotnie. Oczywiste jest, że to założenie może być słuszne tylko w przypadku maszyn tego samego typu i przy tym jednorodnych, czyli wykonanych według tego samego projektu, w tych samych warunkach produkcyjnych i przy stabilnej kontroli technicznej jakości produkcji.

Wzór (10) określa proces zmniejszania energii maszyny ulegającej zużyciu według schematu przedstawionego w formie schematu (11):

$$E_1 \to E_2 \to \dots \to E_{k-2} \to E_{k-1} \to E_k \qquad (11)$$

gdzie $E_i(i = 1, 2, ..., k)$ – energie określone w wyniku zarejestrowania (przez urządzenie pomiarowe) kolejnych spadków energii (*E*) maszyny w formie porcji (kwantów) *e*; $E_{(min)}$ – najmniejsza energia, która może być generowana przez maszyny w chwili uszkodzenia (nie musi być możliwe jej zarejestrowanie przez urządzenie pomiarowe).

Energia *E* generowana przez maszynę zależy od jej stanu technicznego oraz wykonywanych zadań i zakłóceń istniejących w czasie ich realizacji. W przypadku, gdy zadania są wyznaczone i określone warunki ich realizacji, energia generowana przez maszynę jest funkcją jej stanu technicznego.

Ze względu na to, ze stan techniczny dowolnej maszyn zależy przede wszystkim od jej jakości początkowej oraz warunków eksploatacji, zaś słabo jest skorelowany z czasem użytkowania, zatem można (podobnie, jak w przypadku procesu eksploatacji silników o zapłonie samoczynnym) [7, 8, 11, 14] sformułować następującą hipotezę (H): możliwe jest prognozowanie stanu energetycznego E_i (i = 1, 2, ..., k) dowolnej maszyny w chwili $\tau_n + \tau$, gdy znany jest on w chwili τ_n dlatego, ponieważ jej stan energetyczny rozpatrywany w dowolnej chwili τ_n (n = 0, 1, ..., m: $\tau_0 \ 0 < \tau_1 < ... < \tau_m$) zależy istotnie od bezpośrednio go poprzedzającego, a nie zależy od stanów energetycznych, które zaszły wcześniej i przedziałów czasu ich trwania.

Graficzna interpretacja zależności (10) przedstawiona jest na rys. 4, dla E_i (i = 1, ..., 6).

Spostrzeżenie to umożliwia zastosowanie teorii procesów semimarkowskich do sterowania procesem eksploatacji maszyn z uwzględnieniem ich działania, a tym samym stanu technicznego. Wymaga to jednak opisu aspektów diagnostycznych maszyn z zastosowaniem teorii procesów semimarkowskich.



Rys. 4. Graficzna interpretacja przykładowej realizacji zmniejszania energii urządzenia: E – energia, e – kwant energii, o który ulega zmniejszeniu energia E i który może być zarejestrowany prze urządzenie pomiarowe; λ – intensywność pojawiania się zarejestrowanych przez urządzenie pomiarowe kwantów, o które zmniejszana jest energia E, t – czas, $E_1 = E_{max}$, $E_6 = E_{min}$.

4. DIAGNOSTYCZNE ASPEKTY DZIAŁANIA MASZYN OPISANE PROCESEM SEMIMARKOWSKIM

Z badań empirycznych wiadomo, że wartości obciążeń maszyn nie da się dokładnie przewidzieć [1, 2, 4, 5, 8, 10]. Oznacza to, że wartości obciążenia, w kolejno wykonywanych pomiarach, można przewidzieć jedynie z określonym

prawdopodobieństwem [8, 10]. Zatem rozpatrując obciążenie jakiejkolwiek maszyny w dowolnej chwili czasu eksploatacji można stwierdzić, że proces jej obciążenia jest procesem stochastycznym, którego stany przyporządkowane dowolnej chwili są zmiennymi losowymi [5, 7, 9]. Realizacjami tych stanów są przedziały o wartościach jednakowych (stałych) prawostronnie ciągłe [8, 9]. Długości tych przedziałów [τ_0 , τ_1), [τ_1 , τ_2), [τ_2 , τ_3), ..., [τ_n , τ_{n+1}), ..., w których wspomniany proces przyjmuje stałe (jednakowe) wartości, są zmiennymi losowymi o dodatnich rozkładach [4, 9]. W przypadku wszystkich rodzajów maszyn można założyć [126], że czas trwania dowolnego stanu energetycznego E_i (i = 1, 2, ..., k), który został osiągnięty w chwili τ_n oraz stan osiągnięty w chwili τ_{n+1} nie zależą stochastycznie od stanów, które zaistniały wcześniej i przedziałów czasu ich trwania. Zatem można przyjąć, że proces zmian obciążeń maszyn może być procesem semimarkowskim $\{D(t): t \ge 0\}$ o zbiorze stanów $E_z = \{E_i; i = 1, 2, ..., k\}$ i grafie zmian stanów przedstawionym na rys. 5.

Proces ten jest w tedy całkowicie zdefiniowany, gdy określona zostanie macierz funkcyjna [8, 9]

$$Q_{ij} = [Q_{ij}(t)], \quad i, j = 1, 2, \dots, k,$$
 (12)

oraz ustalony rozkład początkowy

$$P_i = P\{D(0) = E_i\}, \quad i = 1, 2, 3, \dots, k.$$
(13)



Rys. 5. Graf zmian stanów procesu $\{D(t): t \ge 0\}: E_i (i = 1, 2, ..., k)$ – stany procesu kolejno mniejsze o kwant *e*, $p_{ij} (i, j = 1, 2, ..., k; i \in j)$ – prawdopodobieństwa zmian stanów procesu

Rozkład początkowy P_i określa jednoznacznie stan początkowy procesu $\{D(t): t \ge 0\}$, od którego rozpoczyna się ewolucja tego procesu. Natomiast macierz Funkcyjna **Q(t)** zawiera elementy, które są prawdopodobieństwami warunkowymi, że pojawi się stan E_{i+1} w czasie t_{i+1} nie większym od t pod warunkiem, że wcześniej istnieje stan E_i .

Rozkład początkowy procesu $\{D(t): t \ge 0\}$ jest następujący:

$$P_i = P\{D(0) = E_i\} = \begin{cases} 1 & \text{dla} & i = 1\\ 0 & \text{dla} & i = 2, 3, \dots, k \end{cases}$$
(14)

Macierz funkcyjna zgodnie z grafem zmian stanów, przedstawionym na rys.5, ma następującą postać:

$$\mathbf{Q(t)} = \begin{bmatrix} 0 & Q_{12}(t) & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ Q_{21}(t) & 0 & Q_{23}(t) & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & Q_{k-1 \ k-2}(t) & 0 & Q_{k-1 \ k}(t) \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & Q_{k \ k-1}(t) & 0 \end{bmatrix}$$
(15)

Elementy macierzy (15) są niemalejącymi funkcjami zmiennej t, oznaczającymi prawdopodobieństwa przejścia procesu $\{D(t): t \ge 0\}$ ze stanu

energetycznego E_i do stanu E_j ($E_i, E_j \in C$; i,j = 1,2,3,...,k; $i \neq j$) w czasie nie większym niż *t*, oznaczanymi następująco:

$$Q_{ij}(t) = P\{D(\tau_{n+1}) = E_j, \ \tau_{n+1} - \tau_n < t \ \Big| \ D(\tau_n) = E_i\} = p_{ij}F_{ij}(t)$$
(16)

gdzie: $E_i, E_j \in E(i, j = 1, 2, 3, ..., k; i \neq j)$, przy czym: p_{ij} – prawdopodobieństwo przejścia w jednym kroku jednorodnego łańcucha Markowa włożonego w proces $\{D(t): t \ge 0\}$, natomiast $F_{ij}(t)$ – dystrybuanta zmiennej losowej T_{ij} oznaczającej czas

trwania stanu energetycznego E_i procesu $\{D(t): t \ge 0\}$ pod warunkiem, że następnym stanem będzie E_j .

Prawdopodobieństwo p_{ij} interpretowane jest następująco:

$$p_{ij} = P\{D(\tau_{n+1}) = E_j \mid D(\tau_n) = E_i\} = \lim_{t \to \infty} Q_{ij}(t)$$
(17)

W tej sytuacji rozwiązanie sformułowanego problemu polega na znalezieniu rozkładu granicznego procesu $\{D(t): t \ge 0\}$, o następującej interpretacji:

$$P_j = \lim_{t \to \infty} P\{D(t) = E_j\}, \quad j = \overline{1, k}.$$

Rozkład ten można wyznaczyć posługując się wzorem [8, 9]:

$$P_{j} = \frac{\pi_{j} E(T_{j})}{\sum_{m=0}^{k} \pi_{m} E(T_{m})}, \quad j = 1, 2, 3, ..., k$$
(18)

gdzie: $\pi_j = \lim_{n \to \infty} \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n P\{D(\tau_n) = E_j | Y(0) = E_i \},$

a $[\pi_j; j = 1, 2, 3, 4]$ jest stacjonarnym rozkładem łańcucha Markowa $\{D(\tau_n): n \in N\}$ włożonego w proces $\{D(t): t \ge 0\}$.

Rozkład ten spełnia następujący układ równań (19) [9]:

Natomiast wartości oczekiwane $E(T_j)$, j = 1, 2, 3, ..., ksą określone zależnościami:

$$E(T_{1}) = p_{12}E(T_{12}) E(T_{i}) = p_{ii-1}E(T_{ii-1}) + p_{ii+1}E(T_{ii+1}), E(T_{k}) = p_{kk-1}E(T_{kk-1}) i = 2, 3, ..., k-1,$$
 (20)

Przy rozwiązywaniu układu równań (19) uzyskuje się zależności:

$$\begin{array}{c} q_{2}\pi_{2} = \pi_{1} \\ \pi_{1} + q_{3}\pi_{2} = \pi_{2} \\ (1 - q_{2}) \ \pi_{2} + q_{4}\pi_{3} = \pi_{3} \\ \vdots \\ \vdots \\ (1 - q_{k-1}) \ \pi_{k} = \pi_{k} \\ \pi_{1} + \pi_{2} + \pi_{3} + \dots + \pi_{k} = 1 \end{array}$$

$$(21)$$

Z przedstawionych równań (21) wynika, że:

$$\pi_{j} = \frac{(1-q_{1})(1-q_{2})(1-q_{3})...(1-q_{j-1})}{q_{1}q_{2}q_{3}...q_{j}}\pi_{1},$$

$$j = 2, 3, ..., k$$

przy czym:

$$q_k = 1, q_1 = 0$$

(19)

oraz

$$\pi_1 = \left[1 + \sum_{j=2}^k \prod_{m=2}^j \frac{(1 - q_{m-1})}{q_m}\right]^{-1}$$

Zatem zgodnie z wzorem (18) uzyskuje się następujące zależności:

$$P_{j} = \frac{\prod_{m=2}^{j} \frac{(1-q_{m-1})}{q_{m}} E(T_{j})}{E(T_{1}) + \sum_{j=2}^{k} \left[\prod_{m=2}^{j} \frac{(1-q_{m-1})}{q_{m}}\right] E(T_{j})}, \quad (22)$$
$$j = 2, 3, \dots k.$$

W przypadku, gdy j = 2 uzyskuje się wzory:

$$P_{1} = \frac{E(T_{1})}{E(T_{1}) + \sum_{j=2}^{k} \left[\prod_{m=2}^{j} \frac{(1-q_{m-1})}{q_{m}} \right] E(T_{j})},$$

$$P_{2} = \frac{\frac{1-q_{1}}{q_{2}}E(T_{2})}{E(T_{1}) + \sum_{j=2}^{k} \left[\prod_{m=2}^{j} \frac{(1-q_{m-1})}{q_{m}}\right] E(T_{j})}, \quad \text{itd.}$$

Prawdopodobieństwo P_1 może być uważane za prawdopodobieństwo, że w dowolnej chwili czasu eksploatacji maszyny jest możliwe obciążenie tej maszyny tak, aby znajdowała się ona w stanie energetycznym E_1 . Podobnie prawdopodobieństwo P_2 może być uważane za prawdopodobieństwo, że w dowolnej chwili czasu eksploatacji dowolnej maszyny jest możliwe jej obciążenie tak, aby znajdowała się ona w stanie energetycznym E_2 , itd.

5. UWAGI KOŃCOWE I WNIOSKI

Aspekt energetyczny diagnostyki maszyn został przedstawiony z uwzględnieniem działania. Działanie to jest rozumiane jako generowanie przez nie energii E w określonym czasie t. Zostało ono przyrównane do wielkości fizycznej, którą można wyrazić wartością liczbową i jednostką miary nazwanej dżulosekundą [dżul×sekunda]. Działanie tak rozumiane uznano za wielkość bezpośrednio charakteryzującą stan techniczny maszyn a więc symptom tego stanu. Wraz z narastaniem zużycia wartość tak rozumianego działania maszyny, w określonym czasie, będzie maleć wskutek zmniejszania generowanej przez nią energii. W celu określenia zakresu pogarszania tego działania stochastyczny przyjęto model zmniejszania generowanej energii użytkowej. Wykazano, że model ten można przedstawić w formie jednorodnego procesu Poissona bądź procesu semimarkowskiego dyskretnego w stanach i ciągłego w czasie.

Na uwagę zasługuje to, że tak interpretowane działanie może być uznane za symptom diagnostyczny stanu maszyny, nie zaś energia przez niego emitowana i czas jej generacji. Wynika to z tego, że dopiero łączne rozpatrywanie tych wielkości, w formie związku wyrażonego równaniem (1) stanowi taki symptom.

Działanie urządzenia w przedstawionej wersji ma także i tę zaletę, że może być badane przez wykonanie precyzyjnego pomiaru, a następnie wyrażone w formie:

 liczby z jednostką miary nazwanej dżulosekundą [dżul×sekunda] (wzór 1);

- graficznej, jako pole działania (rys. 2).

Z przedstawionych rozważań wynika, że oprócz jednorodnego procesu Poissona istotne znaczenie przy tworzeniu wspomnianych modeli zmian walorów energetycznych maszyn i innych urządzeń energetycznych mają procesy semimarkowskie. Wynika z nich bowiem, że proces zmian walorów energetycznych maszyn i innych urządzeń energetycznych może być badany za pomocą modeli skonstruowanych w formie procesów emimarkowskich.

Procesy semimarkowskie są wygodnymi w badaniach modelami rzeczywistych procesów energetycznych w fazie eksploatacji maszyn. Wynika to Z tego, że skonstruowanie semimarkowskiego modelu procesu zmian walorów energetycznych takich maszyn jak silniki spalinowe, umożliwia łatwe (dzięki istniejącej teorii procesów semimarkowskich) wyznaczenie charakterystyk probabilistycznych określających własności energetyczne tych maszyn i wskutek tego racjonalne sterowanie procesem ich eksploatacji.

semimarkowskie Procesy jako modele rzeczywistych procesów zachodzących w fazie eksploatacji urządzeń energetycznych są bardziej przydatnymi w praktyce modelami niż procesy Markowa. Wynika to z tego, że procesy semimarkowskie o ciągłym parametrze czasu i skończonym zbiorze stanów cechują się tym, że przedziały czasu przebywania tych procesów w poszczególnych stanach są zmiennymi losowymi dowolnych rozkładach skoncentrowanych 0 w zbiorze $R_{\perp} = [0, \infty)$. To odróżnia je od procesów Markowa, których przedziały są zmiennymi losowymi o rozkładach wykładniczych.

Modele semimarkowskie procesów zachodzących w fazie eksploatacji maszyn, podobnie jak innych urządzeń energetycznych, są procesami o skończonych zbiorach stanów i ciągłymi w czasie.

Dodatkową korzyścią ze stosowania procesów semimarkowskich (również procesów Markowa) jest to, że można skorzystać z profesjonalnych narzędzi komputerowych, umożliwiających rozwiązywanie różnych układów równań stanów dla tego rodzaju modeli procesów rzeczywistych.

LITERATURA

- [1] Benjamin J. R., Cornell C. A.: Probability, Statistics, and Decision for Civil Engineers. Copyright 1970 by McGraw-Hill, Inc. Wyd. polskie: Rachunek prawdopodobieństwa, statystyka matematyczna i teoria decyzji dla inżynierów. WNT, Warszawa 1 977.
- [2] Będkowski L.: *Elementy diagnostyki technicz-nej*. Wyd. 3. WAT, Warszawa 1 992.
- [3] Chmielniak T. J., Rusin A., Czwiertnia K.: *Turbiny gazowe. Maszyny przepływowe. Tom* 15. Polska Akademia Nauk. Instytut Maszyn Przepływowych. Zakład Narodowy im. Ossolińskich. Wyd. PAN, Wrocław- Warszawa-Kraków 2001.
- [4] Firkowicz S.: Statystyczna ocena jakości i niezawodności lamp elektronowych. WNT, Warszawa 1 963.
- [5] Gercbach I. B., Kordonski Ch. B.: *Модели отказов.* Изд. Советское Радио, Москва 1966. Wyd. polskie: *Modele niezawodnościowe obiektów technicznych.* WNT, Warszawa 1 968.

- [6] Girtler J.: Działanie urządzeń jako symptom zmiany ich stanu technicznego. II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej DIAGNOSTYKA 2000, Warszawa 2000, dysk SD, s. [1-8], streszczenie referatu – Vol. 2, s. 123 i 124.
- [7] Girtler J.: Work of a compression-ignition engine as the index of its reliability and safety. II International Scientifically-Technical Conference EXPLO-DIESEL & GAS TURBINE'01. Conference Proceedings. Gdansk-Miedzyzdroje-Copenhagen, 2001, pp.79-86.
- [8] Girtler J.: Diagnostyka jako warunek sterowania eksploatacją okrętowych silników spalinowych. Studia Nr 28. WSM, Szczecin 1997.
- [9] Grabski F.: *Teoria semimarkowskich procesów eksploatacji obiektów technicznych.* Zeszyty Naukowe WSMW, Nr 75A, Gdynia 1982.
- [10] Gribbin J.: In Search of Schrödinger's Cat Quantum Physics Reality. Copyright 1984 by

Joan and Mary Gribbin. Wyd. polskie: *W poszukiwaniu kota Schrödingera*. Zysk i S-ka Wydawnictwo s.c. Poznań 1997.

- [11] Niewczas A.: Podstawy stochastycznego modelu zużywania poprzez tarcie w zagadnieniach trwałości elementów maszyn. Zeszyty naukowe WSI w Radomiu, Radom 1989.
- [12] Wajand J. A.: *Silniki o zapłonie samoczy*nnym. WNT, Warszaw 1988.
- [13] Wiśniewski S.: *Termodynamika techniczna*. WNT, Warszawa 1995.
- [14] Włodarski J.K.: Tłokowe silniki spalinowe. Procesy trybologiczne. WKiŁ, Warszawa Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2000.
- [15] Encyklopedia fizyki współczesnej. Praca zbiorowa. Redakcja Nauk Matematyczno-Fizycznych i Techniki Zespołu Encyklopedii i Słowników PWN. PWN, Warszawa 1 983.

HOLISTYCZNA-ENERGETYCZNA METODA DIAGNOSTYKI SYSTEMÓW MECHANICZNYCH, BIOMECHANICZNYCH I BIOLOGICZNO -MECHANICZNYCH

Marian W. DOBRY

Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej 60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3, fax.: 061 665 23 07, <u>Marian.Dobry@put.poznan.pl</u>

Streszczenie

W pracy przedstawiono zastosowania holistycznej-energetycznej metody diagnostyki trzech różnych systemów. Przedstawiona metoda umożliwia diagnozę stanu technicznego belek strunobetonowych, diagnozę przepływu energii w strukturze dynamicznej ciała człowieka w pozycji siedzącej pobudzonego do drgań ogólnych oraz diagnozę szkodliwości młota elektrycznego H 905 dla człowieka i postęp ochrony anty-energetycznej po wprowadzeniu innowacyjnej metody wibroizolacji WoSSO.

Słowa kluczowe: diagnostyka energetyczna, biodynamika, systemy biologiczno-mechaniczne.

THE HOLISTIC-ENERGY METHOD OF DIAGNOSING MECHANICAL, BIOMECHANICAL AND BIOLOGICAL-MECHANICAL SYSTEMS

Summary

In this paper applications of the holistic-energy method of diagnosing for three different systems are presented. The presented method makes possible the diagnosis of the technical state of prestressed concrete beams, the diagnosis of energy flow in a dynamical structure of the human body in a sitting position exited the whole-body vibrations and the diagnosis of harmfulness of the electric hammer H 905 for the human as well as a progress in an anti-energy protection after the application of the innovative WoSSO method of vibroisolation.

Keywords: energy diagnostics, bio-dynamics, biological-mechanical systems.

1. WPROWADZENIE

Poszukiwanie holistycznych symptomów diagnostycznych pozwalających ocenić obiekt techniczny na wszystkich etapach jego życia skierował prace prowadzone w tym zakresie w dziedzinę rozdziału mocy i przepływu energii w jego dynamicznej strukturze [1, 2]. Podstawy teoretyczne metody energetycznej stanowią dwie zasady energetyczne sformułowane w roku 1996 [1] i potwierdzone w roku 1998 [2]. Holistyczny charakter omawianej metody polega na wprowadzeniu symptomów diagnostycznych w postaci mocy dynamicznych sił wewnętrznych oporu badanej struktury i sił zewnętrznych wyrażonych w watach [W] oraz dawek energii przepływającej przez tą strukturę w czasie pracy systemu wyrażonych w dżulach [J].

Diagnostyka ta wykorzystuje uzyskiwane synchronicznie rezultaty analizy dynamicznej badanych systemów i jest zaliczana do metod zaawansowanych diagnostyki. Może ona być stosowana na wszystkich etapach życia obiektu technicznego. Zastosowana metoda diagnostyki energetycznej umożliwia ujęcie i opis wszystkich istotnych zjawisk dynamicznych zachodzących w poszczególnych subsystemach, elementach oraz punktach redukcji w dwóch dziedzinach: w dziedzinie rozdziału mocy i przepływu energii.

W niniejszej publikacji, holistycznoenergetyczną metodę diagnostyki pokazano na przykładzie trzech zastosowań. Są to systemy tylko mechaniczne, systemy biomechaniczne (np. człowiek) oraz systemy złożone, w których w strukturze dynamicznej uwzględnia się nie tylko obiekty techniczne, ale również człowiekaoperatora, który współpracuje bezpośrednio z maszyna.

2. HOLISTYCZNA-ENERGETYCZNA DIA-GNOSTYKA DEGRADACJI STRUKTURY BELEK WYKONANYCH Z BETONU SPRĘŻONEGO

Celem badań w tym przypadku było poszukiwanie metody diagnostycznej oceny stopnia degradacji struktury wewnętrznej. belek strunobetonowych. W zaproponowanej metodzie energetycznej założono, że badana belka poddana będzie testowi impulsowemu w różnych stanach technicznych wywołanych obciażeniami dynamicznymi w laboratorium wytrzymałościowym. Testy impulsowe wykonano w stanie nowym i po każdym obciążeniu pulsującą siłą sinusoidalnie zmienną o 200 cyklach obciążenia. Cyfrowe sygnały przyspieszeń odpowiedzi belki, siły dynamicznej w punkcie kontaktu młotka modalnego z belką zarejestrowano synchronicznie na komputerze. Do analizy energetycznej testu impulsowego wykorzystano sygnały pochodzące z punktu pomiarowego zlokalizowanego w części środkowej belki. Na podstawie analizy widmowej sygnału przyspieszeń określono główne składowe widma. Uprzednio prowadzone badania energetyczne wykazały, że przy pobudzeniu impulsowym belki żelbetonowej do drgań, 85 % energii przekazanej przez młotek modalny kumuluje pierwsza postać Rezultaty drgań własnych belki. badań energetycznych przepływu energii w zależności od stanu degradacji struktury dynamicznej belki pokazano na rys. 1. Jako wielkość kryterialna zastosowano unormowaną do stanu dobrego (nowej belki) Jednostkowa Dawkę Energii (JDE). Wykazała ona dobrą wrażliwość na zmieniający się stan degradacji materiału belki.



Rys. 1. Unormowane Wartości Jednostkowej Dawki Energii Całkowitej (JDEC) [J/kg] przepływającej przez dynamiczną strukturę strunobetonowej belki do wartości wyjściowej uzyskanej dla belki nowej – test impulsowy po kolejnych obciążeniach 200 cyklami siłą sinusoidalną jednostronnie zmienną o zadanej amplitudzie w kN (siła sprężenia belki 70 kN)

Zakres poprawnej pracy belki wykazał unormowaną wartość JDE > 1 wynoszącą od 1,23 do 1,7. Dla widocznych uszkodzeń belki i jej totalnej degradacji, wartości unormowanej JDE zmniejszyły poniżej 1 i wynosiły poniżej 0,4. Holistycznoenergetyczna metoda ocenia degradację struktury nośnej belki w jednoznaczny sposób.

metody idą Możliwości jeszcze dalej. W metodzie tej możliwe jest obserwowanie w czasie testu impulsowego maksymalnego przepływu trzech podstawowych rodzajów energii: energii bezwładności, energii straconej i energii sprężystej. umożliwia Fakt ten interpretację zjawisk degradowanej zachodzących strukturze w rodzajowego Wyniki strunobetonowej belki. przepływu energii przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Unormowane wartości Jednostkowych, Maksymalnych Dawek Energii Rodzajowych (JMDER) [J/kg] przepływających przez dynamiczną strukturę strunobetonowej belki – test impulsowy po kolejnych obciążeniach jednostronnie zmienną siłą sinusoidalną (200 cykli) w kN – do wartości wyjściowych uzyskanych dla belki nowej (nie obciążanej)

Pokazano na nim unormowane wartości Jednostkowych Maksymalnych Dawek Energii Rodzajowych (JMDER) dla belki nowej wywołanych i stanów degradacji belki dynamicznymi siłami o amplitudach podanych na osi odciętych (od 4 do 24 kN). Wartości JMDER dla belki w dobrym stanie uzyskano większe od 1, a dla belki złamanej gwałtownie spadły do wartości Znamienne jest, że dla tych poniżej 0,4. energetycznych symptomów diagnostycznych w momencie pojawienia się pęknięcia JMDE sprężystości wykazała wartość maksymalną równą 2, a dla ostatniego stanu zdatności belki do przenoszenia obciążenia maksymalną wartość wykazała JMDE straconej w strukturze równą 1,62. Wymienione wyżej zjawiska można uzasadnić faktem przejęcia obciążenia w chwili pęknięcia betonu przez napięte struny stalowe w betonie po stronie naprężeń dodatnich (od dołu). Wzrost JMDE straconej tuż przed utratą nośności przez belkę wiąże się z dużym wzrostem tarcia wewnętrznego w strukturze belki, co ma miejsce przy oddzielaniu sie betonu od strun na całej powierzchni kontaktu z betonem oraz w rozkruszanym betonem po stronie naprężeń ściskających u góry belki. Metoda holistyczna-energetyczna wykazała dobra wrażliwość na zmianę stanu degradacji struktury strunobetonowej belki - od stanu nowego (wyjściowego) do stanu niezdatności - czyli pełnej degradacji struktury żelbetonu sprężonego. Ponadto, możliwa jest obserwacja momentu pękniecia betonu i momentu poprzedzającego złamanie belki na podstawie JMDE sprężystości i strat.

3. HOLISTYCZNA-ENERGETYCZNA METODA DIAGNOSTYKI SYSTEMU BIOMECHANICZNEGO

Drugie zastosowanie omawianej metody diagnostyki energetycznej dotyczyło wewnętrznej struktury dynamicznej ciała człowieka w pozycji siedzącej pobudzanego do drgań ogólnych - czyli systemu biomechanicznego (biodynamicznego o 28 stopniach swobody). Celem badań było określenie przepływu rozdziału mocy i energii w poszczególnych częściach ciała lub jego elementach. Przepływ energii wywołuje stany zaburzenia funkcjonowania lub uszkodzenia części ciała lub jego organów, co związane jest z zespołem choroby wibracyjnej w przypadku drgań ogólnych [1, 2]. W tym celu opracowano model fizyczny i matematyczny człowieka-operatora w pozycji siedzacej - rys. 4, dla którego przeprowadzono eksperymentalna identyfikacje parametrów dynamicznych struktury ciała człowieka - rys. 3. Ponadto, model ten zweryfikowano energetycznie porównując energię kierowaną do człowieka zmierzoną eksperymentalnie w czasie testu harmonicznego w paśmie 4 do 80 Hz na stanowisku badawczym z wartością energii uzyskaną na drodze symulacji cyfrowej przepływu energii w takim samym teście harmonicznym modelu. Uzyskano te same wartości dawek energii w J, a błąd wynosił zaledwie 4 %. Opracowany w ten sposób model energetyczny człowieka umożliwił symulacje rozdziału mocy i przepływu energii w całej strukturze dynamicznej człowieka.

Na rysunku 5 pokazano procentowy rozdział energii kierowanej do ciała człowieka w pozycji siedzącej dla stałej amplitudy przyspieszeń wynoszącej 0,5 m/s². Energetyczna diagnostyka wykazała, że 62 % energii kierowanej do człowieka przejmuje punkt redukcji 'Miednica'. Najmniej energii przepływa przez punkty redukcji 'Narządy wewnetrzne klatki piersiowej' oraz 'Głowa'. Świadczy to dobrych właściwościach 0 wibroizolacyjnych struktury ciała ludzkiego, chronione w którym są przed drganiami najważniejsze organy ciała takie jak mózg czy serce. Powyższe dane umożliwiły hierarchizację obciążeń energetycznych poszczególnych części ciała, co istotne jest dla wyjaśnienia inicjacji choroby wibracyjnej i oceny jej szkodliwości u operatorów maszyn technologicznych, maszyn roboczych i wszelkich pojazdów – rys. 5.

4. HOLISTYCZNA-ENERGETYCZNA METODA DIAGNOSTYKI SYSTEMU BIOLOGICZNO-MECHANICZNEGO

Trzecie zastosowanie metody przedstawione w tej publikacji dotyczy diagnostyki energetycznej systemu biologiczno-mechanicznego, którym był Człowiek-operator – Zmechanizowane Narzędzie Ręczne (C-ZNR) - rys. 6. W tym zastosowaniu metoda diagnostyki holistycznej-energetycznej posłużyła do oceny energetycznej efektywności wibroizolacji innowacyjnego systemu wibroizolacji WoSSO i jego energetycznej optymalizacji [3, 5].

W tym celu zbudowano model fizyczny i matematyczny systemu C-ZNR oraz na jego podstawie model energetyczny. Rozwiązanie modelu matematycznego i energetycznego przeprowadzono metodą symulacji cyfrowej dynamiki, rozdziału mocy i przepływu energii w badanym opracowujac systemie program wykorzystaniem programu PSDC-ZNRbW Z MATLAB/ simulink. Diagnozę energetyczną przedstawiono w tabeli 1. Łączna moc średnia całego systemu C-ZNRbW - jako odbiornika energii wynosi 9,906 W. Całkowitą dawkę energii przepływającej przez całą badaną strukturę systemu C-ZNRbW można uzyskać mnożąc wartości średniej mocy przez czas trwania narażenia na drgania człowieka-operatora.



Rys. 3. Stanowisko badawcze do badań drgań ogólnych człowieka-operatora maszyn i pojazdów w pozycji siedzącej



Rys. 4. Model fizyczny człowieka MWD_MG_HB2005 w pozycji siedzącej o 28 stopniach swobody zweryfikowany eksperymentalnie w Laboratorium Dynamiki i Ergonomii (IMS Politechnika Poznańska) [4]



Rys. 5. Rezultaty diagnostyki energetycznej przepływu energii w dynamicznej strukturze ciała człowieka w pozycji siedzącej na podstawie dawek energii przepływającej przez wyszczególnione punkty redukcji w czasie 80 s testu harmonicznego w paśmie od 4 do 80 Hz – symulacyjna cyfrowa [4]



Rys. 6. Diagnozowany system biologicznomechaniczny Człowiek – Zmechanizowane Narzędzie Ręczne - młot elektr. H 905; m = 11,3 kg, $f_r = 36$ Hz)

Moc średnia całkowita rozdziela się ona na poszczególne punkty redukcji zgodnie z Pierwszą Zasadą Rozdziału Mocy w Systemie Mechanicznym [1]. Wyniki rozdziału mocy średniej pokazano w tabeli 1.

Największą moc średnią uzyskano dla punktu redukcji Korpus Silnika – Dłonie i wynosiła 82,37 % całkowitej mocy średniej. Dla następnych punktów redukcji Przedramię-Łokieć ręki lewej i prawej uzyskano moc średnią, która stanowi 4,07 % całkowitej mocy średniej. Większą moc średnią uzyskano dla punktów redukcji Ramię-Bark, gdyż wynosi 4,74 % całkowitej mocy średniej. Wynika z tego, że punkt redukcji Ramię-Bark jest bardziej obciążony dynamicznie przy pracy z konwencjonalnym młotem bez wibroizolacji niż punkt redukcji Przedramię-Łokieć.

Tab. 1. Diagnoza energetyczna rozdziału mocy średniej w strukturze dynamicznej systemu Człowiek – Zmechanizowane Narzędzie Ręczne bez wibroizolacji (C-ZNR bez WIBR.), ZNR – młot elektryczny H 905; (m = 11,3 kg, f_r = 36 Hz), czas symulacji 20 s, główny kierunek drgań "z"

Moc średnia	symbol	Wat	Udział %
Korpus Silnika - Dłonie	KS-D	8.16	82.37%
Przedramię-Łokieć L	(P-Ł)L	0.403	4.07%
Przedramię-Łokieć P	(P-Ł)P	0.403	4.07%
Ramię-Bark L	(R-B)L	0.47	4.74%
Ramię-Bark P	(R-B)P	0.47	4.74%
suma mocy śr. C+ZNR	C+ZNR	9.906	100.00%

Bezwzględna wartość mocy średniej pozwala postawić diagnozę, że we wszystkich punktach redukcji została przekroczona wartość dopuszczalnej mocy średniej, którą określono jako wartość 0,1 W [1, 2]. Przekroczenia te wynoszą odpowiednio: 4,03 i 4,7 razy. Oznacza to, że w miejscach tych wystąpią zaburzenia funkcjonowania biologicznej struktury ciała ludzkiego. Najczęściej są to zwyrodnienia stawów śródręcza (25 %), łokciowych (70 %) i barkowych (4 %). Diagnostyka energetyczna wykazała, że w przypadku młota elektrycznego bez wibroizolacji, energia drganiowa wnika głęboko w ciało ludzkie, co jest szkodliwe i wywołuje zespół choroby wibracyjnej.

Wprowadzenie Wibroizolacji o Stałej Sile Oddziaływania (**WoSSO**) do redukcji drgań i przepływu energii od narzędzia do człowieka zmieniło radykalnie przedstawiony stan dynamicznego obciążenia ciała człowieka. Wyniki diagnostyki energetycznej dla tego przypadku pokazano w tab. 2.

W niniejszej publikacji, wyniki diagnostyki energetycznej przedstawiono tylko dla głównego kierunku 'z' drgań, na którym występują największe drgania w czasie pracy. Zmiana struktury dynamicznej systemu C-ZNR, W której wprowadzono wibroizolację WoSSO, wymagała ponownego modelowania dynamicznego sytemu C-ZNRzWoSSO ponownych badań i energetycznych prowadzonych metodą symulacji cyfrowej.

Tab. 2. Diagnoza energetyczna rozdziału mocy średniej w strukturze dynamicznej systemu Człowiek – Zmechanizowane Narzędzie Ręczne z wibroizolacją WoSSO (C-ZNR z WoSSO.) ZNR – Młot elektryczny H 905 (m = 11,3 kg, m_{rek.} = 4 kg, $f_r = 36$ Hz), czas symulacji 20 s, główny kierunek drgań "z"

Moc średnia	symbol	Wat	Udział %
Korpus silnika	KS-D	0.946	97.09%
Korpus Rękojeść - Dłonie	KR-Ł	0.0177	1.82%
Przedramię-Łokieć L	(P-Ł)L	0.00279	0.29%
Przedramię-Łokieć P	(P-Ł)P	0.00279	0.29%
Ramię-Bark L	(R-B)L	0.00252	0.26%
Ramię-Bark P	(R-B)P	0.00252	0.26%
suma C+KR	C+KR	0.02832	2.91%
Moc całkowita C+ZNR	C+ZNR	0.97432	100.00%

Przedstawiona w tab. 2. diagnoza energetyczna wykazała znaczny spadek przepływu energii w całym systemie, a zwłaszcza w subsystemie człowieka-operatora dla wszystkich punktów redukcji. Spadek ten globalnie wyniósł 34,4 razy. We wszystkich punkach redukcji wartości mocy średniej spełniają warunek energetycznego bezpiecze-ństwa, gdyż są mniejsze od wartości dopuszczalnej 0,1 W [2]. Zastosowana wibroizolacja WoSSO skute-cznie chroni człowieka-operatora od nadmiernego przepływu energii drganio-wej pochodzącej od silnika. Zastosowanie wibroizolacji WoSSO potwierdziło kolejny raz dużą efektywność energetyczną wibroizolacji uderzeniowego narzędzia, którym był duży młot wyburzeniowy H 905.

Holistyczna-energetyczna metoda diagnostyki pozwala również postawić diagnozę, czyli ocenić energetyczną efektowność wibroizolacji we wszystkich punktach redukcji. Postęp techniczny w innowacyjnej metodzie redukcji drgań określany na podstawie redukcji przepływu energii pokazano w kolejnej tabeli nr 3.

W tabeli 3 przeprowadzono porównanie średniej mocy uzyskanej dla wszystkich punktów redukcji, w których występują punkty związane z submodelem biologicznym. Zdefiniowano w ten sposób Efektywność Energetyczną (EE) redukcji drgań jako wielkość bezwymiarową. Efektywność Energetyczna (EE) redukcji drgań pozwoliła ocenić warianty konstrukcyjne ZNR i mówi o postępie technicznym człowieka W ochronie przed przepływem szkodliwej energii od maszyn do człowieka.

Efektywność Energetyczna zdefiniowana jako:

$$EE = \frac{N_{\text{śr}}(ZNR \text{ bez wibroizolacji})}{N_{\text{śr}}(ZNR \text{ z wibroizolacją WoSSO})}$$
(1)

dla całego systemu wyniosła 349. Oznacza to, że do systemu C-ZNR z wibroizolacją WoSSO przepłynęło 349 razy mniej energii niż do systemu z konwencjonalnym młotem bez wibroizolacji. Na podstawie powyższego można powiedzieć, że dzięki nowej innowacyjnej metodzie redukcji przepływu energii uzyskano 349 krotny postęp techniczny.

W poszczególnych punktach redukcji związanych z ciałem człowieka-operatora uzyskano następujące efektywności energetyczne: dla punktu redukcji Korpus-Rekojeść-Dłonie: 461, dla punktu Przedramię-łokieć: 144, dla punktu Ramię-Bark: 186. Końcowa diagnoza postawiona na podstawie wyników badań holistycznej-energetycznej metody diagnostyki systemu biologiczno-mechanicznego może być tylko jedna: nowa innowacyjna metoda redukcji przepływu energii od młota wyburzeniowego do człowieka z zastosowaniem wibroizolacji WoSSO gwarantuje bezpieczne używanie tego narzędzia w pracy.

Holistyczna-energetyczna metoda diagnostyki umożliwia również postawienie **prognozy** co do czasu bezpiecznej pracy z użyciem tego innowacyjnego narzędzia. Określona w [2] dopuszczalna dawka energii przypadająca na jedną zmianę roboczą równą 8 godzinom pracy wynosi 2928 J. Dopuszczalny czas trwania narażenia w przypadku używania nowego narzędzia wyniesie:

t dopuszca ln y=
$$\frac{2928}{0,02832}$$
 = 103 389 s \cong 28 godzin (2)

Po 28 godzinach dawka energii przepływająca przez ciało człowieka osiągnie dopuszczalną dawkę obliczoną dla jednej zmiany 8 godzinnej. Diagnoza ta świadczy o pełnym bezpieczeństwie człowiekoperatora używającego tych narzędzi przy pracy.

Młot elektryczny H 905 (m = f _r = 36 Hz), bez wibroizolacji	= 11,3 kg, i	Młot elektryczny H 905 (m = $m_{rek.} = 4 \text{ kg}, f_r = 36 \text{ Hz})$ z wibroizolacją WoSSO	Ef _{energ}			
PUNKTY REDUKCJI	Wat	PUNKT REDUKCJI	Wat			
Korpus Silnika - Dłonie	Korpus Silnika - Dłonie 8.16 Korpus Rękojeść - Dłonie					
Przedramię-Łokieć L	0.403	Przedramię-Łokieć L	0.00279	144		
Przedramię-Łokieć P	0.403	Przedramię-Łokieć P	0.00279	144		
Ramię-Bark L	0.47	Ramię-Bark L	0.00252	186		
Ramię-Bark P	0.47	Ramię-Bark P	0.00252	186		
Suma C+ZNR	9.906	Suma C+ Korpus ZNR	0.02832	349,8		
Diagnoza – efektywność energetyczna wibroizolacji WoSSO w ochronie człowieka-operatora przed przepływem energii od narzędzia do człowieka						

Tab. 3. Ocena – diagnoza energetyczna postępu technicznego w redukcji obciążenia dynamicznego człowieka-operatora wywołanego wprowadzeniem wibroizolacji WoSSO do konstrukcji młota elektrycznego

Stwierdzone fakty można pokazać na portretach energetycznych w czasie pracy narzędzia w każdym subsystemie, punkcie redukcji oraz globalnie w całym systemie. Na rys. 7 pokazano portret energetyczny dla punktu redukcji Korpus Silnika – Dłonie w systemie C-ZNR bez wibroizolacji, w którym zarejestrowano największą wartość mocy średniej.



Chwilowa moc odbita [W] Rys. 7. Portret energetyczny dla punktu redukcji Korpus Rekojeść-Dłonie w systemie Człowiek – Zmechanizowane Narzędzie Ręczne (młot elektryczny H905) z wibroizolacją WoSSO na głównym kierunku drgań 'z'

Portret ilustruje zależność między chwilową mocą straconą i mocą odbitą w punkcie redukcji Korpus-Rękojeść – Dłonie w czasie od spoczynku do ruchu ustalonego. Dla ruchu ustalonego wartości mocy zmniejszyły się tylko o 30 do 40 % - co świadczy o bardzo dużym obciążeniu energetycznym omawianego punktu redukcji. Na kolejnym rys. 8 pokazano portret energetyczny dla punktu redukcji Korpus Obudowa – Dłonie w systemie C-ZNR z wibroizolacją WoSSO.



Chwilowa moc odbita [W]

Rys. 8. Portret energetyczny dla punktu redukcji Korpus-Rękojeść – Dłonie w systemie Człowiek – Zmechanizowane Narzędzie Ręczne (młot elektryczny H905) z wibroizolacją WoSSO na głównym kierunku drgań 'z'

Maksymalne wartości mocy chwilowej w procesie przejściowym i ruchu ustalonym (pogrubione linie) zmniejszyły się znacząco. Wartości te można porównać dla obu badanych przypadków, a krotność ich zmniejszenia informuje o postępie w redukcji przepływu energii od ZNR do człowieka-operatora określonego w wartościach chwilowych.

5. PODSUMOWANIE

Przedstawiona metoda holistyczna-energetyczna diagnostyki umożliwia wszechstronną diagnostykę różnych systemów mechanicznych, biomechanicznych i biologiczno-mechanicznych.

LITERATURA

 DOBRY M. W.: Energy flow in Man – Tool – Base System, Lecture, Notes of the ICB Seminars, Vol.29, Wyd. International Centre of Biocybernetics, Warszawa 1996, s. 35-56

- [2] DOBRY M. W.: Optymalizacja przepływu energii w systemie Człowiek - Narzędzie -Podłoże (CNP), Rozprawa habilitacyjna, Seria "Rozprawy" nr 330. ISSN 0551-6528, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998
- [3] DOBRY M. W., WOJSZNIS M.: Innowacyjna metoda redukcji przepływu energii do człowiekaoperatora od dużych zmechanizowanych narzędzi ręcznych. Raport. Zadanie 1. Projekt bad. N503 017 32/2558 (2007-2010), IMS Politechnika Poznańska 2008.
- [4] DOBRY M. W.; GRYGOROWCZ M.: Ocena rozdziału mocy i przepływu energii w biodynamicznej strukturze ciała człowieka pobudzonego do drgań ogólnych, XV Kraj. Konf. Biocybernetyki i Inż. Biomedycznej, Polit. Wrocławska, Wrocław 2007
- [5] Praca zbiorowa pod kierunkiem M. W. Dobrego: Przepływ energii w systemie Człowiek – Maszyna (C-M) w przypadku złożonych stanów interakcji między Człowiekiem i Maszyną. Raport końcowy projektu badawczego nr KBN 7 T07B 03017 (1999-2002), IMS, PP., Poznań 2002



Dr hab. inż. Marian Witalis DOBRY, profesor nadzw. jest pracownikiem naukowodydaktycznym Politechniki Poznańskiej. Pełnił funkcję Prodziekana ds. Kształcenia na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania (02-05) oraz jest kierownikiem Lab. Dynamiki i Ergonomii Metasystemu:

Człowiek - Techniczny Obiekt - Środowisko. Jego dziedzina aktywności naukowej to: Mechanika, a specjalności - Mechanika stosowana, Dynamika maszyn i systemów biologiczno-mechanicznych, Wibroakustyka, Przepływ energii i rozkład mocy w systemach mechanicznych i biologicznomechanicznych, Diagnostyka energetyczna systemów mechanicznych i biologicznomechanicznych, Biomechanika, Ergonomia, Ochrona człowieka i środowiska przed drganiami i hałasem. Członek Sekcji Dynamiki Układów i Biomechaniki Komitetu Mechaniki PAN, PK TMM PAN oraz Sekcji Technicznych Środków Transportu Komitetu Transportu PAN. Autor: 1 monografii, kilku rozdziałów w monografiach, ponad 150 publikacji, 29 patentów krajowych i zagranicznych chroniacych konstrukcie wibroizolatorów WoSSO i wdrożonych drganiowo bezpiecznych ręcznych narzędzi uderzeniowych (w Polsce, Europie, i USA).

SYSTEM DIAGNOSTYKI POKŁADOWEJ UKŁADÓW HAMULCOWYCH POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH

Andrzej GAJEK

Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Politechnika Krakowska, Al. Jana Pawła II 37, PL 31-864 Kraków, Email: <u>gajeka@mech.pk.edu.pl</u>

Streszczenie

W referacie przedstawiono możliwości rozwoju systemu diagnostyki pokładowej hamulców samochodów osobowych. W zakresie diagnostyki pokładowej układu ABS omówiono metody kontroli elementów elektrycznych, elektronicznych oraz sterownika. W zakresie kontroli elementów mechanicznych zaprezentowano nowy monitor diagnostyczny pozwalający na ocenę nierównomierności sił hamujących oraz czujnik stopnia zużycia okładzin ciernych, umożliwiający prognozowanie szybkości zużywania się tych okładzin. Zaproponowano strategie decyzyjne pozwalające minimalizować błędy w diagnostycznej ocenie stanu elementów układu hamulcowego.

Słowa kluczowe: hamulce, diagnostyka, ABS, OBD, monitory diagnostyczne

ON BOARD DIAGNOSTIC SYSTEM FOR THE CAR BRAKES

Summary

The paper presents the development of the on board system for diagnostics of the car brakes. The diagnostic tests of the electrical and electronic elements of the ABS system are presented. The new diagnostic monitor of the brake pads wear and the sensor for the foreseeing the intensity of the pads wear is presented. The strategies of the diagnostic fault signalization for the on board diagnostic systems are presented: strategy of the symptom confirmation with moving average and statistical analysis of the tests.

Key words: brakes, diagnostic, ABS, ESP, OBD, diagnostic monitors

1. WSTĘP

Układy hamulcowe systemem Z przeciwblokującym (ABS) stały się powszechnym wyposażeniem pojazdów samochodowych. Jakość działania tych układów zależy zarówno od sprawności elementów mechaniczno hydraulicznych jak i elektronicznych. System ABS już na etapie konstruowania został wyposażony w podsystem autodiagnostyczny, który nadzoruje działanie elementów elektrycznych i elektronicznych. Realizowany jest on zarówno poprzez odpowiednia budowę sterownika (dwa procesory - redundancja), jak i jego oprogramowanie. Natomiast układy mechaniczne (cierne) hamulca w niewielkim stopniu podlegają nadzorowi diagnostycznemu. Ich stan ma istotny wpływ na opóźnienie i drogę hamowania samochodu. W związku z tym zaproponowano wprowadzenie monitorów diagnostycznych, które pozwolą na ocenę nierównomierności sił hamowania na kołach jednej osi oraz na prognozowanie przebiegu samochodu do koniecznej wymiany okładzin ciernych.

2. DIAGNOZOWANIE UKŁADU ABS

Koncepcja diagnostycznego nadzoru nad pracą ABS w czasie rzeczywistym opiera się na trzech kryteriach:

- kryterium poprawności wewnętrznego przetwarzania informacji przez sterownik,

 kryterium poprawności sygnałów wejściowych z czujników predkości kół,

- kryterium sprawności obwodów elektrycznych modulatora i pompy ABS.

Poprawność wewnętrznego przetwarzania informacji przez sterownik jest sprawdzana przez wbudowanie do sterownika dwóch identycznie zaprogramowanych mikroprocesorów i równoczesne przetwarzanie w nich zbiorów tych samych informacji wejściowych, w sposób całkowicie niezależny (rys. 1). Parametrami wejściowymi są sygnały prędkości obrotowej kół. Moga to być sygnały napięciowe - analogowe z czujników reluktancyjnych, lub sygnały impulsowe z czujników Halla. Następnie wartości przetworzone w obu mikroprocesorach (prędkości, przyspieszenia, wskaźniki poślizgu kół) są porównywane. Jeżeli stwierdzane są różnice wartości przetworzonych

w obu mikroprocesorach, to sterownik wyłącza układ ABS, a układ hamulcowy działa w sposób konwencjonalny. Jeżeli wartości przetworzone w obu kanałach są identyczne, to sterownik generuje z mikroprocesora I odpowiednie sygnały do przekaźników zaworów elektrohydraulicznych. Równocześnie sygnały te bocznikowane są do mikroprocesora II, który sprawdza dodatkowo ich prawidłowość. Występują więc dwie pętle kontroli: poprawności przeliczeń wg programu i poprawności parametrów wyjściowych, sterujących układami wykonawczymi.

Drugie kryterium bezpieczeństwa polega na tym, że odpowiedni podprogram diagnostyczny umożliwia ocenę wartości granicznych sygnałów wejściowych z czujników prędkości obrotowej kół oraz kontroluje poprawność ich dekodowania. Układ pomiaru prędkości obrotowej kół z czujnikami umieszczonymi przy kołach pracuje w szczególnie trudnych warunkach. Ponieważ sygnały z czujników posiadają małą moc i transmitowane są długimi przewodami, narażone są na wpływ zewnętrznych zakłóceń elektromagnetycznych. Miejsce mocowania czujników przy kołach naraża je na wpływ drgań, czynników atmosferycznych uszkodzeń mechanicznych. Stad wynika i konieczność bieżącej kontroli tzw. "czystości elektrycznej" sygnałów z czujników prędkości obrotowej. Jeżeli ich parametry napięciowe są niezgodne zaprogramowanymi, następuje Ζ zapamiętanie usterki, a przy następnym jej wystąpieniu wyłączenie sterowania ABS. Program ten dokonuje również porównywania prędkości kół względem siebie. Jeżeli podczas jazdy bez hamowania wystąpi określona różnica prędkości obrotowej kół, to program traktuje ten stan jako niesprawność czujnika, którego sygnał różni się od pozostałych i wyłącza układ ABS. Kontrolowany jest również stan czujnika świateł STOP i żarówek tvch świateł.

Trzecia zasada bezpieczeństwa realizowana jest poprzez okresową kontrolę wszystkich elementów elektrycznych układu ABS. Po każdym właczeniu zapłonu silnika następuje proces autodiagnozy, czyli kontroli ciągłości obwodów elektrycznych zaworów modulatora ciśnienia, silnika pompy ABS, napięcia instalacji elektrycznej pojazdu. Ta faza W diagnozowania sygnalizowana jest kierowcy przez włączenie lampki kontrolnej ABS, która po 2 - 4 sekundach gaśnie, co oznacza zakończenie kontroli z wynikiem pozytywnym. Jeżeli lampka kontrolna pozostaje włączona, to oznacza, że program diagnostyczny wykrył usterke elektryczną, zakwalifikował ją jako uszkodzenie i wyłączył układ ABS. W pamięci EPROM sterownika zapamiętany zostaje kod usterki.

Układ ABS należy do tak zwanych systemów czuwających, czyli tylko w pewnych sytuacjach aktywizuje się. Tylko czujniki prędkości obrotowej kół pracują w sposób ciągły. Modulator elektrohydrauliczny i pompa ABS pozostają

stosunkowo rzadko w stanie działania. W zwiazku z tym zachodzi potrzeba okresowej kontroli gotowości tych elementów do prawidłowej pracy. Zgodnie z programem autodiagnozy, mikroprocesor sterownika wytwarza okresowo krótkie impulsy testowe w celu skontrolowania, czy sprawne są obwody elektromagnesów zaworów hydraulicznych, a więc czy w razie potrzeby modulator ciśnienia zadziała prawidłowo. Impulsy te przekazywane są na wejścia zaworów, gdy układ hamulcowy nie jest uruchamiany przez kierowcę. Pozwala to sprawdzić ciągłość obwodów elektrycznych elektrozaworów i spadki napięć. W przypadku braku odpowiedzi (nieciągłości obwodu) wyłączane jest działanie układu ABS. W podobny sposób kontrolowany jest obwód pompy hydraulicznej ABS. Jest ona uruchamiana na krótki czas po włączeniu zapłonu oraz okresowo, w czasie, gdy kierowca nie hamuje.

W powyżej przedstawionej koncepcii bezpieczeństwa wszystkie przypadki, w których podwójne - równolegle przetwarzanie informacji w sterowniku (tzw. redundancja) prowadzi do różnych wyników na wyjściach z mikroprocesorów, traktowane są jako uszkodzenia i powodują wyłączenie działania ABS. Natomiast chwilowe zakłócenie sygnału wejściowego z czujnika prędkości obrotowej nie wyłącza układu z pracy. Zapamiętywany jest tzw. kod oczekujący. Jeżeli jednak błędny sygnał nie może być przetworzony, lub zakłócenie powtarza się, to program traktuje ten stan jako uszkodzenie i wyłącza działanie układu ABS zapisując tzw. kod zarejestrowany. Wyłączenie działania układu ABS przez sterownik sygnalizowane jest kierującemu pojazdem za pomocą diody sygnalizacyjnej LED umieszczonej na tablicy wskaźników.



Rys. 1. Schemat strukturalny sterownika układu ABS [1]

3. MONITOR DIAGNOSTYCZNY STANU OKŁADZIN CIERNYCH HAMULCA

Jak wykazują badania, podczas eksploatacji samochodu może wystąpić niesprawność polegająca na znacznym spadku współczynnika tarcia okładzin ciernych hamulca jednego z kół. Taki stan może być niezauważony przez kierującego, szczególnie jeżeli samochód wyposażony jest w układ ABS. Niesprawność ta skutkuje zmniejszeniem opóźnienia hamowania (rys. 2) i wydłużeniem drogi hamowania. Układ przeciwblokujący ABS wykrywa różnicę W opóźnieniu i poślizgu koła z niesprawnymi okładzinami w stosunku do koła sprawnego. Jeżeli ta niesprawność występuje w kołach tylnych, dla których obowiązuje zasada select low, to wykorzystanie sterowania przyczepności między kołem z hamulcem o niesprawnych okładzinach i nawierzchnia jezdni jest dodatkowo ograniczane przez zatrzymanie narostu ciśnienia w tym hamulcu w chwili osiągnięcia wartości granicznych na kole ze sprawnym układem hamulcowym. Oprócz zmniejszenia opóźnienia hamowania występuje zmiana toru jazdy hamowanego samochodu, szczególnie wyraźna w pojazdach bez układu ABS. Przy 40% nierównomierności sił hamujących samochód i hamowaniu gwałtownym, ulega niebezpiecznemu zarzuceniu zarówno na suchej jak i mokrej nawierzchni. Natomiast badania hamulców z układami ABS wykazały, że podczas hamowania z niesprawnymi okładzinami ciernymi jednego z kół, ABS ogranicza ściąganie samochodu z zamierzonego toru jazdy, co jest zgodne z zasadą działania tego układu. Układ przeciwblokujący "łagodzi" więc skutki niesprawności mechanicznej.



Rys. 2. Porównanie średniego opóźnienia hamowania wg ISO (2) oraz średniego opóźnienia w przedziale czasu t₁–t₂ (4) samochodu ze sprawnymi okładzinami ciernymi, z samochodem z obniżonym współczynnikiem tarcia okładzin koła przedniego lewego. Hamowanie z uruchomionym układem ABS oraz przy wyłączonym ABS.

Proponowany monitor diagnostyczny stanu okładzin polega na ciągłym nadzorze (monitorowaniu) parametrów kinematycznych kół hamowanych i porównywaniu wyników między kołem prawym i lewym.



Rys. 3. Układ sił i momentów działający na koło hamowane

Na podstawie układu sił i momentów działających na hamowane koło (rys. 3) można zapisać:

$$M_h - M_b + M_t - X_k r_d = 0$$

$$F_a - X_k = 0$$
 (1)

Po wprowadzeniu odpowiednich zależności dynamicznych, równanie momentów można zapisać jako:

$$M_h = I_k \varepsilon_k + Z_k \mu_k r_d - Z_k f \quad (2)$$

gdzie

 I_k – moment bezwładności koła hamowanego,

 ε_k – opóźnienie kątowe koła,

 μ_k – współczynnik wykorzystania przyczepności pod kołem hamowanym,

r_d – promień dynamiczny koła,

f-współczynnik oporów toczenia

Jeżeli założymy takie samo pionowe obciążenie i opory toczenia koła prawego i lewego, to różnica momentów hamujących między tymi kołami, spowodowana np. niesprawnością okładzin wyniesie:

$$M_{hpr} - M_{hl} = I_k(\varepsilon_{pr} - \varepsilon_l) + Z_k(\mu_{pr} - \mu_l)r_d \quad (3)$$

Dla hamowań mało intensywnych, przy których nie uruchamia się jeszcze układ ABS można przyjąć zależność liniową między poślizgiem koła hamowanego *s* a współczynnikiem wykorzystania przyczepności μ (rys. 4):

$$\mu_{pr} = s_{pr} t g \alpha, \ \mu_l = s_l t g \alpha \qquad (4)$$

 α - kąt nachylenia początkowej części charakterystyki $\mu(\alpha)$

Poślizg koła s wyraża się zależnością:

$$s = \frac{v_s - v_k}{v_s} 100\%$$
 (5)

 v_s – prędkość wzdłużna samochodu,

 $v_k = \omega_k r_d -$ prędkość obwodowa koła hamowanego



Rys. 4. Zależność współczynnika wykorzystania przyczepności μ od poślizgu koła s na różnych nawierzchniach

Uwzględniając powyższe zależności możemy zapisać:

$$M_{hpr} - M_{hl} = I_k(\varepsilon_{pr} - \varepsilon_l) + Z_k(s_{pr} - s_l)tg\alpha * r_d$$

$$= I_k(\varepsilon_{pr} - \varepsilon_l) + Z_k \frac{v_{kl} - v_{kpr}}{v_s}tg\alpha * r_d$$
(6)

Wartość składnika $I_k(\varepsilon_{pr} - \varepsilon_l)$ jest mała i w ustalonym okresie hamowania nie przekracza około 1% wartości momentu hamującego M_h . Pomijając składnik związany z opóźnieniem koła ε_k , względną różnicę momentów hamujących koła prawego i lewego względem koła o większym momencie M_{hmax} można opisać zależnością:

$$k_{M} = \frac{M_{hpr} - M_{hl}}{M_{hmax}} = \frac{\omega_{l} - \omega_{pr}}{\frac{v_{s}}{r_{d}} - \omega_{min}}$$
(7)

 M_{hmax} – większy z momentów M_{hpr} i M_{hl} ω_{min} – prędkość kątowa koła toczącego się wolniej

Obliczenie tego współczynnika nierównomierności momentów hamujących wymaga pomiarów prędkości kątowej kół i prędkości wzdłużnej samochodu w czasie hamowania. Niestety w pojazdach samochodowych nie ma czujnika pozwalającego na pomiar prędkości wzdłużnej samochodu podczas intensywnego hamowania. W celu zastosowania tej metody w praktyce, zastosowano współczynnik wskazujący na poślizg koła prawego względem lewego:

$$k_s = s' = \frac{\omega_l - \omega_{pr}}{\omega_{min}} \quad ($$

8)

Ten współczynnik wskazuje na różnicę poślizgów i różnicę wykorzystania przyczepności pomiędzy kołem prawym i lewym.

Badania wstępne wykazały, że dla sprawnych hamulców wskaźnik ten nie przekracza 1%, a dla nierównomierności momentów hamujących rzędu 30% wynosi około 2%. Są to niewielkie wartości bezwzględne, wymagające precyzyjnego pomiaru prędkości. Natomiast różnica między nimi przekracza 100%. Wskaźnik k_s może mieć wartości dodatnie lub ujemne. Pozwala to ustalić, na którym kole jest mniejszy moment hamujący.

Wiarygodne wyznaczenie tego wskaźnika wymaga zachowania pewnych warunków podczas pomiarów: sygnału włączenia hamulca, jazdy po nawierzchni o takiej samej przyczepności pod kołem prawym i lewym, określonego czasu i opóźnienia hamowania, hamowania bez udziału ABS. sprawdzenia prędkości kół przed hamowaniem (kalibracji układu). Jest to więc tzw. monitor warunkowy. W praktyce nie kontroluje się stanu nawierzchni jezdni, a przypadkowe zakłócenia mogą wpływać istotnie na wartość wskaźnika i powodować nieprawidłową ocenę stanu okładzin. Z tego powodu wymagana jest statystyczna obróbka sygnału. Pomiary wykonywane są wielokrotnie. Wprowadzono tzw. wagi przy obliczaniu średniej wartości współczynnika ks zależne od opóźnienia, przy którym jest on wyliczany. Wymagane jest wielokrotne przekroczenie wartości granicznej wskaźnika k_s . W n kolejnych powtórzeniach znak tego wskaźnika powinien być taki sam.

Ocenę, czy samochód hamuje na nawierzchni o zbliżonym współczynniku przyczepności pod kołami prawymi i lewymi przeprowadza się na podstawie analizy tego wskaźnika dla kół przednich i tylnych. Jeżeli jego wartość przekracza graniczną, oraz znak dla kół przednich i tylnych jest taki sam, to jest prawdopodobne, że samochód porusza się po nawierzchni niejednorodnej, lub porusza się po zakręcie. Te wyniki są pomijane w analizie.

Drugim zabezpieczeniem przed nieprawidłowym sygnalizowaniem stanu niesprawności w przypadku jazdy po zakrętach jest sprawdzanie wartości współczynnika k_s w chwili rozpoczynania hamowania oraz znaku tego wskaźnika w kolejnych hamowaniach. Na łuku drogi koło wewnętrzne toczy się wolniej od zewnętrznego, a program obliczeniowy zinterpretuje to jako różnicę poślizgów obu kół i przekroczenie wartości granicznej wskaźnika k_s . Jednak do zarejestrowania błędu konieczne jest wystąpienie n kolejnych hamowań i przekroczeń wskaźnika k_s z tym samym znakiem. W praktyce trudno znaleźć drogę, na której wystąpi n zakrętów w tę samą stronę, na których kierowca będzie hamował z opóźnieniem większym od granicznego, spowodowałoby *n*-krotne cozarejestrowanie stanu nieprawidłowego.

Na nawierzchniach o zdecydowanie różnej przyczepności taka sama wartość wskaźnika k_s , może niejednoznacznie określać różnicę współczynników wykorzystania przyczepności μ_{pr} - μ_l i różnicę momentów hamujących koła prawego i lewego. Uściślenie zależności między wskaźnikiem k_s a różnicą momentów hamujących można uzyskać przyjmując minimalna wartość opóźnienia samochodu, przy którym obliczany jest ten wskaźnik. Eliminuje to wykonanie testu na jezdniach bardzo śliskich.

W systemie diagnostycznym **OBDII–brakes** interesuje nas nie tyle dopuszczalna różnica momentów hamujących M_{hpr} - M_{hl} , lecz określenie, przy jakiej różnicy poślizgów wystąpi nadmierne wydłużenie drogi hamowania lub niebezpieczeństwo zarzucenia samochodu. Monitor stanu okładzin powinien być zaprogramowany do wykrywania stanów niebezpiecznych. Badania nad ustaleniem wartości granicznej różnicy poślizgów kół, odpowiadającej stanom niebezpiecznym przy hamowaniu są obecnie prowadzone.

Uszkodzenia okładzin ciernych, lub elementów układu hydraulicznego na ogół narastają stopniowo (za wyjątkiem nagłego pęknięcia przewodów ciśnieniowych). Procedura ich wykrywania powinna być oparta o statystyczną obróbkę sygnałów, tak by uszkodzenie było sygnalizowane z jak największym prawdopodobieństwem. W algorytmie sygnalizacji tego uszkodzenia powinny być eliminowane błędy typu α ("fałszywy alarm"), jako irytujące kierowcę i powodujące nieuzasadnione koszty napraw. Zaproponowano trzy strategie postępowania:

I – Obliczanie wartości średniej wskaźnika k_s w pojedynczym hamowaniu w określonych warunkach omówionych powyżej, z zastosowaniem wag zależnych od wartości opóźnienia hamowania. Zapamiętywane jest przez program *n* kolejnych wartości k_s . Sygnalizacja stanu niesprawności następuje po wystąpieniu *n* kolejnych hamowań z przekroczeniem przez wskaźnik k_s wartości granicznej o tym samym znaku. Wstępnie przyjęto n=10.

II – Obliczanie wartości średniej wskaźnika k_s według zależności:

$$\overline{k}_{sn} = k_{sn} \times F + (1 - F) \overline{k}_{s(n-1)} \quad (9)$$

gdzie

 $\tilde{k}_{s,n}$ – wartość parametru k_s w *n*-tym cyklu,

F – stała (waga) wskazująca na "ważność" bieżącego pomiaru w stosunku do średniej z pomiarów poprzednich

III – Obliczanie gęstości prawdopodobieństwa wskaźnika k_s na podstawie analizy zbioru *n* wielokrotnych hamowań i sygnalizację stanu niesprawności po osiągnięciu określonego poziomu prawdopodobieństwa wartości granicznej k_{gr} :

$$p(k_s = k_{gr}) = \frac{n_{kgr}}{n} [\%]$$
 (10)

gdzie

 n_{kgr} – liczba zdarzeń (hamowań), dla których $k_s > k_{gr}$ n - liczba wszystkich zdarzeń (hamowań)

Drugim statystycznym parametrem jest skumulowana gęstość prawdopodobieństwa granicznej wartości wskaźnika k_s :

$$P_k \left\{ k_s \le k_{gr} \right\} = \frac{n_k}{n} = \sum_{i=0}^{i=k} p(k_s) [\%] \quad (11)$$

gdzie

 n_k – liczba zdarzeń, dla których $k_s \leq k_{gr}$ '

4. CZUJNIK STOPNIA ZUŻYCIA OKŁADZIN CIERNYCH HAMULCA TARCZOWEGO

Obecnie stosowane czujniki stanu okładzin ciernych sygnalizują ich zużycie graniczne. Odbywa się to na drodze elektrycznej lub dźwiękowej.

W zastosowaniach z czujnikiem elektrycznym, po granicznego osiagnieciu zużycia okładziny. zatopiony w niej przewód elektryczny zwiera obwód poprzez tarczę hamulcową, do masv co sygnalizowane jest kierowcy. W czujnikach akustycznych po osiągnięciu zużycia granicznego, sprężysta stalowa płytka dotyka wirującej tarczy dając charakterystyczny hamulcowej dźwiek słyszalny przez kierującego. Te czujniki sygnalizują stan graniczny. Jeżeli taki stan zaistnieje podczas kierujący długodystansowej podróży, bedzie zmuszony do wykonania naprawy, lub niepewnego przewidywania jaki przebieg może jeszcze wykonać.

Celem przedstawianego projektu jest rozwój monitora zużycia okładzin ciernych hamulców tarczowych o możliwość prognozowania przebiegu samochodu do granicznego zużycia okładzin¹.

W okładzinie ciernej zatopione są trzy, lub cztery przewody elektryczne, izolowane. Ich zakończenia znajduja sie na różnej głebokości (rys. 5). Różnica głębokości zamocowania przewodów 1 i 2 jest niewielka, około 1.5mm. Przewód 3 ma zakończenie na głębokości odpowiadającej zużyciu granicznemu. Czujnik zasilany jest stałym napięciem U₀. Po początkowym zużyciu okładziny do głębokości osadzenia przewodu 1 nastąpi zwarcie do masy tego przewodu, przepływ prądu przez rezystor R1 i spadek napięcia ΔU_1 na rezystorze R₄. Ten sygnał powoduje zapamiętanie w programie diagnostycznym przebiegu s_1 samochodu w chwili osiągniecia głębokości zużycia z_1 . Po następnym okresie eksploatacji hamulców i ich zużyciu o różnicę głębokości zatopionych przewodów 1 i 2 dochodzi do zwarcia do masy przewodu 2. Na rezystorze R4 następuje spadek napięcia AU2. Sygnał ten powoduje zapamiętanie przebiegu s2 samochodu w chwili osiągnięcia głębokości zużycia z_2 . Ponieważ znana jest odległość między końcami przewodów 1 i 2, można obliczyć intensywność zużycia okładziny jako:

$$I_z = (z_2 - z_1)/(s_2 - s_1) \ [mm/km].$$
 (12)

Znana jest również odległość między głębokością zatopienia przewodów 2 i 3, a przewód 3 znajduje się na głębokości odpowiadającej zużyciu granicznemu z_3 . Zakładając liniową zależność zużycia od przebiegu, można wyliczyć przebieg pojazdu do osiągnięcia zużycia granicznego:

$$s_3 - s_2 = \Delta z / I_z [km] \quad (13)$$

 $\varDelta z = z_3 - z_2$ - odległość między końcami przewodów 2 i 3

Czujnik powinien być umieszczony w okładzinach obu kół przednich, a odczyt prognozowanego przebiegu powinien być możliwy poprzez komputer pokładowy.

Szybkość zużywania się okładzin hamulcowych zależy przede wszystkim od techniki jazdy oraz od warunków użytkowania pojazdu. W praktyce

¹ Rozwiązanie czujnika zgłoszone do ochrony patentowej.

występują bardzo duże rozbieżności w przebiegach samochodów tej samej marki do wymiany okładzin. Proponowany czujnik pozwoli na indywidualną ocenę intensywności zużywania się okładzin

w samochodzie i bardziej wiarygodne przewidywanie terminu koniecznej naprawy, tak aby nie kolidowała z zaplanowanymi podróżami.



Rys. 5. Schemat czujnika i układu pomiarowego do oceny stopnia zużycia i intensywności zużycia okładzin ciernych hamulca

5. PODSUMOWANIE

Obecnie stosowany system diagnostyki pokładowej hamulców z układem ABS pozwala sprawdzić poprawność działania układów elektronicznych i elektrycznych. Można go przyrównać do systemu OBD I silnika spalinowego. Proponowane monitory diagnostyczne pozwalają rozszerzyć zakres diagnozowania "on bard" o ocenę elementów mechanicznych układu hamulcowego. Jako kryterium stanu niesprawności hamulców przyjęto zasadę, że dany element uważa się za uszkodzony, jeżeli jego stan powoduje zagrożenie bezpieczeństwa jazdy. Opracowywany monitor diagnostyczny stanowi część systemu diagnostycznego OBD II brakes, na wzór stosowanego już systemu OBD II engine.

LITERATURA

- Bleckmann H. W. i inni: *The compact 4 wheel* anti skid system with integral hydraulic booster. SAE Paper series 830483, Detroit, USA 1983.
- [2] Automotive Handbook, Bosch, 4th Edition, SAE 1996
- [3] Gajek A.: Stanowiskowa metoda diagnozowania układów przeciwblokujących samochodów osobowych. III International Congress of Technical Diagnostics' 2004. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej przy Wydz. Nauk Technicznych PAN, Poznań 09/2004r.
- [4] Gajek A.: Modelowanie i analiza układu samochód - stanowisko bębnowe do badań i diagnostyki hamulców. Monografia nr 280. Wyd. Politechniki Krakowskiej, Kraków 2002.
- [5] Merkisz J., Mazurek St. Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych. WKŁ, W-wa 2002
- [6] *Regulamin nr 13 ECE ONZ, Zał. nr 13*: Wymagania stosowane do badań układów

hamulcowych wyposażonych w urządzenia przeciwblokujące.

- [7] Schwall L. M., Baker B., Gerdes J. C., Forhert T.: A probabilistic Vehicle Diagnostic System Using Multiple Models, American Association for Artificial Intelligence, 2003
- [8] Gissingera G. L., Menardb C., Constans A.: A mechatronic conception of a new intelligent braking system, Control Engineering Practice, 11/2003
- [9] Gajek A., Walczak St.: Analiza wpływu nierównomierności sił hamowania na stateczność ruchu samochodu. Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej. Mechanika 76, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2002.



Dr hab. inż. Andrzej GAJEK urodził się w Krakowie w 1949r. Od 1973r pracuje w Instytucie Pojazdów Samochodowych Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej. W pracy naukowej zajmuje się zagadnieniami diagnostycznych badań

pojazdów samochodowych, szczególnie układów hamulcowych. W tej dziedzinie obronił pracę doktorską pt.:"Analiza zależności między wynikami badań hamulców samochodów osobowych w warunkach drogowych i stanowiskowych". Na podstawie rozprawy pt. "Modelowanie i analiza układu samochód - stanowisko bębnowe do badań i diagnostyki hamulców" uzyskał stopień naukowy doktora habilitowanego w zakresie budowy i eksploatacji maszyn. Jest autorem licznych opracowań naukowych, prac konstrukcyjnych i patentów oraz kierownikiem projektów naukowo badawczych w zakresie diagnostycznych badań hamulców samochodowych. Jest autorem akademickiego: Mechatronika podręcznika samochodowa - Czujniki, WKŁ, W-wa, 2008.

MODEL INTEGRACJI ANALIZ RAMS W RAMACH SYSTEMU UTRZYMANIA RUCHU KLASY CMMS

Adam PIETRZYK

EC ELECTRONICS sp. z o.o. ul. Lublańska 34, 31-476 Kraków, Polska, +48 12 418 0715, <u>apietrzyk@energocontrol.pl</u>

Tadeusz UHL

KATEDRA ROBOTYKI I MECHATRONIKI AGH Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, Polska, ul. Reymonta 9, budynek D1, <u>tuhl@agh.edu.pl</u>

Streszczenie

Metody związane z analizą niezawodności, gotowości i bezpieczeństwa systemów technicznych (ang. Reliability, Availability, Maintainability and Safety), odgrywają coraz większą rolę w planowaniu produkcji i utrzymaniu parku maszynowego. Coraz powszechniej przedsiębiorstwa produkcyjne wykorzystują lub wdrażają systemy klasy CMMS (ang. Computerised Maintenance Management System). W publikacji przedstawiono potrzebę oraz koncepcję ogólnego modelu systemu informatycznego integrującego analizy RAMS w ramach funkcjonalności systemu CMMS. Proponowane rozwiązanie umożliwia modelowania procesów eksploatacji w oparciu o zbierane rzeczywiste dane eksploatacyjne.

Słowa kluczowe: utrzymanie maszyn, metody RAMS, systemy CMMS.

MODEL OF RAMS ANALYSIS METHODOLOGY INTEGRATION IN CMMS SYSTEMS

Summary

RAMS methodology can play significant role in formulating maintenance and production schedules. Computerized Maintenance Management Systems are widely used by manufacturers yet and still will be used in future. This paper discuss need for integration, presents concept and model of software platform for integrated RAMS centered CMMS system. Presented system aids in creating different RAMS analysis documents based on real data collected during system operation.

Keywords: Maintenance models, CMMS, RAMS methods.

1. SYSTEMY CMMS

Wraz z obserwowanym ciągłym wzrostem wymagań dotyczących niezawodności, gotowości operacyjnej, bezpieczeństwa i kosztów utrzymania parków maszynowych, znacząco wzrasta również rola i stopień zaawansowania systemów utrzymania ruchu. Z roku na rok systemy te stają się coraz bardziej związane innymi systemami z przedsiębiorstwach funkcjonującymi w (np. systemami księgowymi, magazynowymi, diagnostycznymi). Tak znaczny wzrost złożoności systemów utrzymania ruchu spowodował powstanie systemów informatycznych określanych mianem CMMS (ag. Computerised Maintenance Management System). Wdrożenie tego typu systemów wpływa na zmianę organizacji procesu utrzymania majątku trwałego, zwiększa z reguły poziom kultury technicznej i jakości realizacji napraw i konserwacji. Podstawowym zadaniem systemów tej klasy jest rejestrowanie i zarządzanie procesem obsługi nieplanowanych jak eksploatacyjnych, planowanych zdarzeń planowanie i rozliczanie napraw i konserwacji. Bardzo często systemy takie oferują szereg dodatkowych funkcjonalności wspomagających służby utrzymania ruchu w codziennej pracy [1]. Informacje gromadzone przez te systemy dotycza z reguły zdarzeń pojawiajacych się w określonych chwilach czasowych. Z tego względu informacje te mogą być analizowane statystyczne, co pozwala uzyskać istotną wiedzę o wybranych klasach urządzeń, przydatną z punktu widzenia analiz długoterminowych zarówno technicznych jak i ekonomicznych.

2. SYSTEMY CMS

Wzrost znaczenia systemów planowego utrzymania ruchu wpływa na ciągły wzrost znaczenia systemów monitorowania i diagnostyki CMS (ang. Conditio Monitoring System).

wykorzystanie systemów Właściwe diagnostycznych umożliwia realizację funkcji utrzymania ruchu w sposób najbardziej efektywny z punktu widzenia ekonomicznego [2]. Systemy monitorowania i diagnostyki przyczyniają się również w znaczący sposób do zwiększenia gotowości operacyjnej i bezpieczeństwa eksploatacyjnego. Systemy CMS operuja zazwyczaj na danych pomiarowych i procesowych, rejestrowanych na konkretnym urządzeniu, przez co pozwalają na formułowanie decyzji związanych z konkretnym urządzeniem lub podzespołem w krótszym horyzoncie czasowym [3].

2. ANALIZY RAMS

Wzrost wymagań dotyczących poziomu bezpieczeństwa eksploatacyjnego i środowiskowego, jakości produkcji, jakości utrzymania maszyn, wskaźników niezawodności, gotowości operacyjnej znajduje odzwierciedlenie zarówno w odpowiednich normach iak i w działaniach oraz inicjatywach podejmowanych przez producentów urządzeń i eksploatatorów. W większości przypadków są to inicjatywy wprowadzaniem związane Z programów strategicznych opartych na filozofiach takich jak TPM (ang. Total Productive Maintenance) czy RCM (ang. Relaibility-centered Maintenance). W praktyce realizacja tych metodyk wiąże się z stosowaniem metod z zakresu analiz RAMS Availability, Maintainability, (ang.Relaibility, Safety). Bazując na wynikach analiz RAMS możliwe budowanie wskaźników jest ekonomicznych istotnych z punktu widzenia planowania strategicznego zarówno w obszarze produkcji jak i utrzymania.

Ze względu na dużą ilość wariantów i technik prowadzenia analiz RAMS do chwili obecnej na potrzeby różnego rodzaju branż przemysłowych powstało kilka standardów jak np. MIL-STD 2173 czy MSG-3 [4].

Metody RAMS znajdują zastosowanie zarówno na etapie projektowania nowych wyrobów, a także w obszarze utrzymania urządzeń już eksploatowanych.

Stosowanie analiz RAMS w istotnym stopniu prowadzi do dobrze zorganizowanego i sprawnie zarządzanego system utrzymania ruchu.

3. POTRZEBA INTEGRACJI

Modelowanie procesów eksploatacji i utrzymania było dotychczas tematem wielu publikacji i prac naukowych oraz naukowobadawczych zarówno ośrodków naukowych w kraju jak i za granicą. Pomimo obszernej literatury oraz opracowanych licznych modeli opisujących zagadnienia eksploatacji i utrzymania, trudno znaleźć obecnie na rynku systemy CMMS implementujące w większym stopniu wyniki tych prac. Powszechnie stosowane systemy CMMS ograniczają się zazwyczaj do obszaru logistyki utrzymania i eksploatacji, przechowywania informacji dotyczącej zdarzeń eksploatacyjnych oraz oferują rozbudowane systemy raportowania. Są to narzędzia usprawniające pracę i częściowo wspomagające kadrę zarządzającą w podejmowaniu decyzji. Widoczny jest w nich jednak brak podejścia modelowego.

W dużo większym stopniu na modelach bazują systemy diagnostyczne operujące na danych pochodzących z systemów monitorowania. Niestety w większości są to systemy rozwijane w połączeniu z dedykowaną elektroniką pomiarową co powoduje, że są to systemy autonomiczne, a często nawet wprost dedykowane [3].

Równolegle z rozwojem systemów CMMS i CMS trwa rozwój aplikacji pozwalających na prowadzenie komputerowego wspomagania badań symulacvinych jak również analitycznych wybranymi zagadnieniami związanych z eksploatacyjnymi (niezawodnościa, bezpieczeństwem, usterkowością). Systemy te bazują w znacznym stopniu na wykorzystaniu modeli statystycznych oraz teorii niezawodności systemów i połączeniu ich z kryteriami ekonomicznymi w celu prowadzenia badań optymalizacyjnych. Przykłady takich modeli można znaleźć w wielu publikacjach krajowych jak i zagranicznych [5][6][7].

W większości przypadków użyteczność takich systemów uwarunkowana jest pozyskaniem odpowiednich informacji z systemów CMMS. Jest to zadanie trudne i czasochłonne, wymagające zaangażowania odpowiednich zasobów jak również integracji wielu istniejących rozwiązań.

Z tego powodu pożądane jest stworzenie systemu integrującego wspomniane wyżej obszary funkcjonalności. Powstaje w ten sposób swego rodzaju system CMS/CMMS ukierunkowany na implementację metodyki RAMS. Pozwala to na zwiększenie efektywności procedur RAMS, a jednocześnie stwarza możliwość łatwego wykorzystania ich wyników bezpośrednio w planowaniu utrzymania.

W dalszej części pracy przedstawiono system RAMS Studio łączy w sobie cechy klasycznego systemu CMMS jak również wybrane cechy systemów modelowania, które można znaleźć w dostępnych komercyjnych produktach.

4. MODELOWANIE PROCESÓW EKSPLOATACYJNYCH W SYSTEMIE RAMS STUDIO

Idea systemu polega na maksymalnym zintegrowaniu funkcjonalności systemów CMMS, CMS i narzędzi wspomagania komputerowego procedur RAMS w ramach jednego modułowego systemu informatycznego. W chwili obecnej funkcjonalność systemu tworzą:

- centralna baza danych MS SQL
- moduł rejestracji serwisu oparty na technologii ASP
- moduł modelowania i analiz statystycznych
- moduł modelowania i analizy prawdopodobieństwa drzew zdarzeń FTA (ang. Fault Tree Analysis)
- moduł modelowania i analiz niezawodności systemów RBD (ang. Reliability Block Diagram) wraz z możliwością wyznaczania optymalnych parametrów serwisu profilaktycznego
- moduł analizy FMEA (ang. Failure Mode and Effects Analysis)
- moduł monitorowania wykorzystujący urządzenia serii VibDin, oferujący podstawowe funkcje analizy sygnałów w dziedzinie czasu i częstotliwości
- moduł wizualizacji danych pomiarowych w postaci tablic synoptycznych
- możliwość tworzenia raportów w formacie HTML, również w oparciu o system skryptów PHP
- otwartość architektury realizowana poprzez system wtyczek i skrypty

Istnieje możliwość integracji w systemie RAMS Studio innych systemów monitorowania i diagnostyki. W ten sposób możliwe jest tworzenie prostych aplikacji typu SCADA.



Rys. 1. Wizualizacja danych na ekranach synoptycznych

Centralnym elementem systemu jest baza utrzymania wraz z modułem "Serwis" dostępnym poziomu przeglądarki internetowej. Moduł Z "Serwis" umożliwia rejestrację, przydział planowanie zadań związanych i z utrzymaniem majątku produkcyjnego. Składa się podsystemów dwóch związanych Z z serwisem i obsługą magazynu. Dane rejestrowane w module serwisowym mogą zostać bezpośrednio wykorzystane do budowania wybranych analiz. Proces tworzenia modeli realizowany jest za pomocą dedykowanej aplikacji. Z jej pomocą użytkownicy mogą tworzyć dla poszczególnych elementów systemu specjalizowane analizy

związane z wybranymi zagadnieniami RAMS. Możliwe jest tworzenie dla jednego podzespołu wielu dokumentów rozróżniających różne warianty prowadzenia analiz.

Pierwszym i podstawowym typem analizy jest zazwyczaj analiza statystyczna, która poprzez wykorzystanie metodyki Weibulla pozwala opisać statystycznie wybrane klasy elementów systemu. Interfejs jaki oferuje użytkownikom moduł analizy statystycznej przedstawia rysunek 2.



Rys. 2. Ekran modułu analiz statystycznych

Wyniki uzyskane w ramach analizy statystycznej mogą być wykorzystane w kolejnych analizach. Moduł analizy FTA pozwala na probabilistyczną ocenę ryzyka wystąpienia awarii lub innych niepożądanych zdarzeń. Tworząc model FTA tworzymy jednocześnie dokument który zostaje zapamiętany w systemie. Interfejs analizy FTA przedstawia rysunek 3.



Rys. 3. Interfejs analizy FTA

Analiza niezawodności jest kluczowym elementem oceny systemów technicznych oraz jednym z podstawowych narzędzi podejmowania decyzji eksploatacyjnych. Moduł RBD systemu RAMS Studio dostarcza interfejsów wizualnej analizy schematów niezawodności. Elementy systemu tworzące moduł RBD, mogą bezpośrednio wykorzystywać wyniki uzyskiwane z modułu statystycznego. Ekran dokumentu RBD przedstawiono na rysunku 4. Moduł RBD posiada wbudowany optymalizator genetyczny który umożliwia wyznaczenie optymalnych czasów dla działań zapobiegawczych.

System wyposażony jest w bibliotekę standardowych elementów wykorzystywanych w modelowaniu niezawodności systemów.



Rys. 4. Dokument analizy RBD

Bardzo ważnym i często wykorzystywanym w przemyśle narzędziem jest analiza FMEA lub różne jej modyfikacje. Metoda ta pozwala na analizę ryzyka i krytyczności zdarzeń. System pozwala automatycznie wykorzystać zapisane w modelu FMEA informacje przy wprowadzaniu zgłoszenia awarii poprzez sugerowanie operatorowi list słownikowych opisujących przyczyny awarii.

Widok dokumentu analizy FMEA przedstawia rysunek 4.

Rame Wade - Advantuation														- Sint
Fir Collipson Wedne Hilb														
28 494														
total and the	178 km	1 testishiteting / head												
Steel	See Fuedar	· 10-740	tonal falses Sev Fr	Arethan Section	-	an te-fainth	into New	Cred	Petted 3	X mont here				
E Flans Suda E Production Unit 1	Function													
 Production/Line 1 		Nove Failure	Take Falue Mode	New Falue (Thick	I.	New Faller Case	(Date	741	n.	New Control Nethed	Sebia	043	1	2.
R Arrest	1000				E.	New Falar Case	Date	14	15	New Cortrol Method	Sebu	744		12
1 1164	recort.	No. and	101-1021703	Sev Fally (1965)	t.	New Palare Case	0.m	76	15	New Control Method	5400	3ca		2
2		Ten faire	New Failor Mole	New Failer Effect	ä.	New Faller Case	790	0ga	3	New Control Pathol	Świa	Prin.	ż.	25
nes.		tes faize	New Failure Place	New Failure Difects	1	Ten Falan Cala	0ga	Né	5	New Control Pethod	Sebie	764	1	12
	MAY 2020	Non Faler	Name Failure Marche	See False (Fists	1	tave Palare Cause	-	144	25	Saw Colorid Nethed	Sebie	744	1	12
MAD .	100000		New Failure Prode	New Failure (Freis)	1	New Faller Cape	741	140	n	New Control Pethol	Settle	20	1	2
neer .	See Pup Call	10+1424	Terro Falare Picke	Sex Faire Effects	2	Ten Falan Caure	Date:	Date	2	Rev Control Philhed	Sette	30	1	6
	Sev Function	ter faize	ter faize fick	New Failure Effects	1	New Palan Cause	Date	76	15	New Calcul Pethod	Jetu	241	ŧ.	12
2 000	New Function	Nava Failure	New False Mode	New Failure (Frists)	3	New Faller Case	0.0	744	6	New Control Netherl	Śubia	301	1	2
- JA	Sev-Fyrclas.	ten fakre	New Palate Plate	New Failure (Flects	1	New Faller Cause	50010	0.04	2	New Control Photosil	761	2m	1	2
3 10C	lan Fyschin	tau failar	Taxon Parlamer Mondare	Saw Failore Effects	1	New Palare Cause	76	0,01	1	New Carlos Method	Setu	0es	1	8
H best									340					4

Rys. 5. Analiza FMEA

Całość systemu RAMS Studio zamyka moduł tworzenia dynamicznych raportów HTML wykorzystujących skryptowy język PHP.

5. PODSUMOWANIE

Obecnie w większości przedsiębiorstw wśród licznych informacji rejestrowanych każdego dnia coraz bardziej istotną rolę odgrywają właśnie informacje pochodzące z systemów CMMS, związane z konserwacją i naprawami urządzeń. Coraz widoczniej wzrasta rola diagnostyki i systemów planowego utrzymania ruchu.

Analizy RAMS stają się coraz bardziej znaczącym narzędziem pozwalającym przedsiębiorstwom osiągać długoterminowe korzyści ekonomiczne.

Prezentowany w opracowaniu system RAMS Studio łączy w sobie cechy klasycznego systemu CMMS oferując jednocześnie część cech systemów modelowania niezawodności i bezpieczeństwa.

System jest wynikiem realizacji projektu realizowanego przez Instytut Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk oraz KRIM AGH i Grupę Energocontrol, współfinansowanego ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.



LITERATURA

- [1] Niziński S.: *Elementy eksploatacji obiektów technicznych*, Wydawnictwo Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego, Olsztyn 2000
- [2] Niziński S.: Diagnostyka a koszty obsługiwania maszyn. Zesz. Nauk. Politechniki Świętokrzyskiej, Mechanika, 42, Kielce
- Barszcz T. Systemy monitorowania i diagnostyki maszynRadom, Wydawnictwo ITE Radom, 2006
- [4] Moubray J.: *Reliability-centered Maintenance*. Butterworth-Heinemann, ISBN 0 7506 3358 1, 1999
- [5] Osaki S.: Stochastic Models in Reliability and Maintenance, ISBN 3-540-43133-0, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2002
- [6] Pawelescu D.: Statistical calculation of wear rate and service life. EUROTRIB'73. London 1973
- [7] Bobrowski D.: Modele i metody matematyczne teorii niezawodności. WNT, Warszawa, 1985



Adam PIETRZYK Dr inż. absolwentem Katedry jest Robotyki i Dynamiki Maszyn Akademii Górniczo-Hutniczej. W swojej zajmuje się pracy szeroko rozumianymi zagadnieniami ekonomiki

utrzymania i eksploatacji maszyn.



Prof. dr hab. inż. **Tadeusz UHL** jest kierownikiem Katedry Robotyki i Mechatroniki, Akademii Górniczo - Hutniczej w Krakowie. W swoich pracach zajmuje się zagadnieniami dynamiki konstrukcji, a zwłaszcza ich analizy modalnej

oraz diagnostyki opartej na modelu. Jego zainteresowania obejmują także układy aktywnej redukcji drgań oraz szeroko pojętą mechatronikę.



Piotr CZECH Bogusław ŁAZARZ Grzegorz WOJNAR

Wykrywanie lokalnych uszkodzeń zębów kół przekładni z wykorzystaniem sztucznych sieci neuronowych i algorytmów genetycznych

ITE Radom - 2007

Diagnozowanie przekładni zebatych mimo wielu prac z tego zakresu stawia przed badaczami wiele nierozwiazanych do tei pory problemów. Rozwiązanie tych problemów wymaga znacznej wiedzy z zakresu dynamiki maszyn, metod pomiarów mechanicznych. przetwarzania svgnałów wibroakustycznych oraz ich analizy. Przedstawiona monografia dotvczv zagadnień zwiazanych z diagnozowaniem lokalnych uszkodzeń zebów kół przekładni przy wykorzystaniu do tego celu metod sztucznej inteligencji. Należy podkreślić, że wykorzystanie tych metod w diagnostyce przekładni zebatych jest zadaniem oryginalnym i nowatorskim.

Ksiażka zawiera 11 rozdziałów oraz obszerny załącznik podzielony na osiem niezależnych części. Po krótkim wprowadzeniu Czytelnika w poruszaną w monografii tematykę, Autorzy przedstawiają w sposób syntetyczny informacje dotyczące sztucznych sieci neuronowych oraz problemów zwiazanych z wielowymiarowością danych wejściowych dla sieci neuronowych. W rozdziale tym, Autorzy zaproponowali wykorzystanie analizy składowych głównych oraz algorytmy genetyczne do celów redukcji rozmiaru danych. W rozdziale 3 scharakteryzowano wykorzystywany w badaniach model dynamiczny przekładni zębatej pracującej w układzie napędowym. Kolejny rozdział stanowi kompendium wiedzy na temat prawidłowego procesu budowy zestawów wzorców uszkodzeń zębów kół wykorzystywanych przy uczeniu sztucznych sieci neuronowych. W rozdziale 5 pokazano wstępne wyniki badań, zaś w rozdziale 6 szeroko opisano sposoby pozyskiwania danych wejściowych dla sieci neuronowych przy wykorzystaniu do tego celu zaawansowanych metod analizy sygnałów drganiowych. Kolejny rozdział książki przedstawia sposób pozyskania danych do celów testujących sieci neuronowe z obiektu rzeczywistego przekładni. Rozdział 8 stanowi odpowiedź na pytanie dotyczące wpływu pęknięcia w stopie zęba na zmianę sztywności zazębienia. Autorzy do tego celu posłużyli się badaniami przeprowadzonymi metodą skończonych, metodą elementów elementów brzegowych oraz doświadczeniami na maszynie wytrzymałościowej MTS. W rozdziale 9 pokazano

wyniki badań klasyfikatorów neuronowych uczonych na danych pochodzących z modelu, a testowanych za pomocą wzorców pochodzących z rzeczywistej przekładni zębatej. Rozdział 10 opisuje koncepcję zastosowania sztucznych sieci neuronowych w diagnostyce elementów układów napędowych. Kolejny rozdział to podsumowanie i wnioski z przeprowadzonych przez Autorów eksperymentów. Dodatkowy załącznik stanowi rozszerzenie bazowej części monografii proponując różne sposoby budowy wzorców dla sztucznych sieci neuronowych (wykorzystujac do tego celu zaawansowane metody przetwarzania sygnałów) oraz przedstawiając wyniki uzyskane dla klasyfikatorów neuronowych, w których wykorzystano zaproponowane sposoby.

Warto podkreślić, że zawartość książki w zdecydowanej większości oparta jest na oryginalnych wynikach badań naukowych Autorów, co podnosi wartość książki i czyni ją jeszcze bardziej atrakcyjną dla czytelnika, który ma świadomość, że obcuje z własnymi odkryciami Autorów książki, a nie jest "karmiony" informacjami pochodzącymi z drugiej ręki.



Bogusław ŁAZARZ Grzegorz WOJNAR Piotr CZECH

Wibrometria laserowa i modelowanie – narzędzia współczesnej diagnostyki przekładni zębatych

ITE Radom - 2007

Diagnostyka techniczna (w tym diagnostyka wibroakustyczna) jest młodą i dynamicznie rozwijającą się dziedziną wiedzy o niewątpliwie ogromnym znaczeniu aplikacyjnym. Jest jednak nauką trudną, wymagającą znacznej wiedzy z zakresu dynamiki maszyn i metod pomiarów wielkości przetwarzania dvnamicznych oraz svgnałów wibroakustycznych. Do najtrudniejszych zadań należy bez wątpienia problem diagnozowania przekładni zębatych powszechnie stosowanych w układach przeniesienia napedu. Pomimo faktu, iż tematyką tą zajmuje się wiele ośrodków naukowych na całym świecie, nie sprecyzowano dotychczas uniwersalnych wytycznych, dzieki którym można by precyzyjnie wykrywać uszkodzenia elementów przekładni zębatych. W diagnostyce drganiowej przekładni zębatych najczęściej wykorzystywane są piezoelektryczne przetworniki przyspieszeń umieszczone na obudowie. W ostatnich latach nastąpił znaczny rozwój aparatury służącej do pomiaru sygnałów wibroakustycznych mogących stanowić główne źródło informacji o stanie maszyny. Do najnowocześniejszych metod pomiarowych należy metoda bezkontaktowego laserowego pomiaru drgań. W tym przypadku droga sygnału generowanego przez uszkodzenie ulega skróceniu, a tym samym wyeliminowany zostaje wpływ transmitancji układu. W książce udowodniono, że wykorzystanie wibrometrii laserowej przy pomiarach drgań jest ze wszech miar słusznym podejściem do problemu diagnostyki elementów układów napędowych.

Ponieważ badania laboratoryjne są kosztowne i czasochłonne, a w przypadku obiektów produkowanych jednostkowo często niemożliwe, Autorzy zaproponowali wykorzystanie modelu dynamicznego przekładni zębatej jako bazę przy rozpoznawaniu symptomów wczesnych faz rozwoju różnych typów uszkodzeń elementów układów napędowych.

Monografia składa się z 8 rozdziałów. Po krótkim wprowadzeniu do tematyki książki przedstawiono zagadnienia dotyczące wibrometrów laserowych. Rozdział 3 stanowi rozbudowaną analizę dotyczącą sygnałów wibroakustycznych, metod ich przetwarzania miar wykorzystywanych oraz w diagnostyce. Kolejny rozdział zawiera opis wykorzystanych w badaniach stanowisk badawczych i układów pomiarowych. W rozdziale 5 monografii można znaleźć szeroki opis wykorzystywanego czasie doświadczeń modelu dynamicznego w przekładni zębatej układzie napędowym, w modelowania przekładni zębatych do celów diagnostycznych oraz identyfikacji modelu. Następny rozdział zawiera wyniki przeprowadzonych badań, których celem było opracowanie metod pozwalających na wczesna identyfikacje uszkodzeń zebów w postaci wykruszenia wierzchołka zęba, pęknięcia u podstawy zeba, cześciowego wyłamania zeba oraz pittingu na powierzchniach roboczych zębów. W kolejnych rozdziałach przedstawiono podsumowanie oraz wnioski z przeprowadzonych i opisanych w książce analiz wyników eksperymentów.

Autorzy monografii udowodnili, iż realizacja procesu diagnozowania stanu przekładni zębatych jest możliwa i skuteczna przy wykorzystaniu do tego celu w czasie pomiarów drgań z wibrometru laserowego oraz modelowania przy rozpoznawaniu symptomów wczesnych faz rozwoju uszkodzenia zębów kół przekładni.

Recenzenci publikowanych prac:

prof. dr hab. inż. Wojciech BATKO prof. dr hab. inż. Lesław BĘDKOWSKI prof. dr hab. inż. Adam CHARCHALIS dr hab. inż. Tadeusz DĄBROWSKI, prof. WAT prof. dr hab. inż. Zbigniew DĄBROWSKI prof. dr hab. inż. Zbigniew ENGEL dr hab. inż. Janusz GARDULSKI, prof. PŚ prof. dr hab. inż. Jerzy GIRTLER doc. dr hab. Henryk KAŹMIERCZAK prof. dr hab. inż. Jan M. KOŚCIELNY dr hab. inż. Waldemar KUROWSKI, prof. PW dr hab. inż. Bogdan ŁAZARZ, prof. PŚ dr hab. inż. Henryk MADEJ, prof. PŚ dr inż. Jędrzej MĄCZAK prof. dr hab. inż. Ryszard MICHALSKI prof. dr hab. inż. Andrzej NIEWCZAS prof. dr hab. inż. Stanisław NIZIŃSKI dr hab. inż. Andrzej TOMCZYK dr hab. inż. Henryk TYLICKI, prof. UTP prof. dr hab. inż. Andrzej WILK dr inż. Maciej ZAWISZA prof. dr hab. inż. Bogdan ŻÓŁTOWSKI

Druk: Centrum Graficzne "GRYF", ul. Pieniężnego 13/2, 10-003 Olsztyn, tel. / fax: 089–527–24–30 Oprawa: Zakład Poligraficzny, UWM Olsztyn, ul. Heweliusza 3, 10-724 Olsztyn

tel. 089-523-45-06, fax: 089-523-47-37



Wszystkie opublikowane w czasopiśmie artykuły uzyskały pozytywne recenzje, wykonane przez niezależnych recenzentów.

Redakcja zastrzega sobie prawo korekty nadesłanych artykułów.

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

Wytyczne do publikowania w DIAGNOSTYCE można znaleźć na stronie internetowej: http://www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka

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

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