

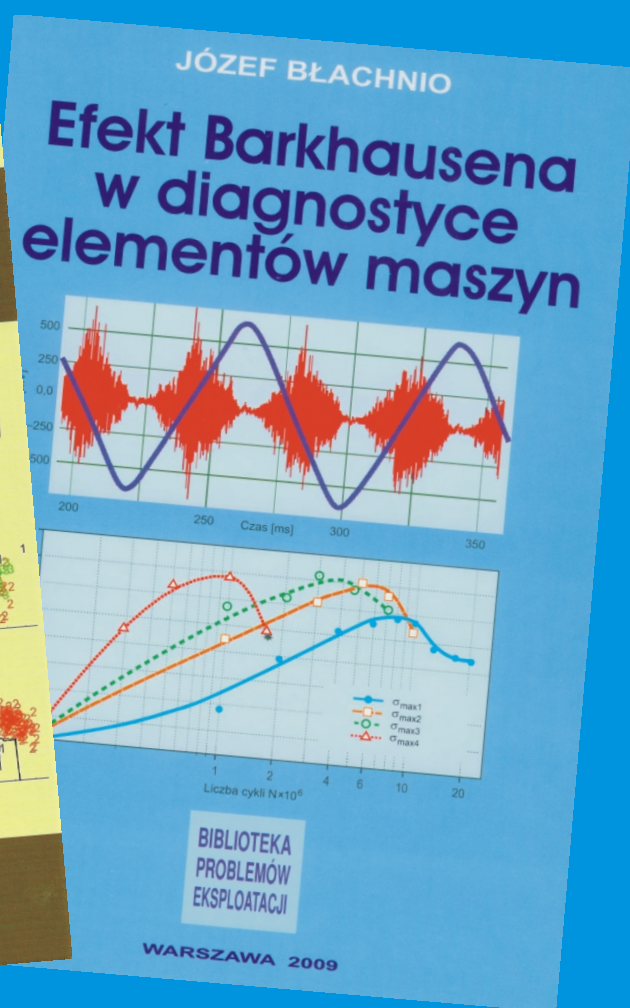


afiliowane przy

Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej Akademii Nauk

Diagnostyka

ISSN 1641-6414



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. **Jérôme ANTONI**
University of Technology of Compiègne – France

prof. dr. **Ioannis ANTONIADIS**
National Technical University Of Athens – Greece

dr inż. **Roman BARCZEWSKI**
Politechnika Poznańska

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

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

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

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

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

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

prof. **Wiktor FRID**
Royal Institute of Technology in Stockholm – Sweden

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

prof. **Len GELMAN**
Cranfield University – England

prof. **Mohamed HADDAR**
National School of Engineers of Sfax – Tunisia

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

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

prof. dr hab. inż. **Daniel KUJAWSKI**
Western Michigan University – USA

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

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

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

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 – England

prof. **Vasily S. SHEVCHENKO**
BSSR Academy of Sciences Mińsk – Belarus

prof. **Menad SIDAHMED**
University of Technology Compiègne – France

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

prof. **Vitalijus VOLKOVAS**
Kaunas University of Technology – Lithuania

prof. dr hab. inż. **Andrzej WILK**
Politechnika Śląska

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

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

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:

Redakcja Diagnostyki
Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn
UWM w Olsztynie
ul. Oczapowskiego 11
10-736 Olsztyn, Poland
tel.: 089-523-48-11, fax: 089-523-34-63
www.diagnostyka.net.pl
e-mail: diagnostyka@uwm.edu.pl

KONTO PTDT:

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

NAKLAD: 350 egzemplarzy

Spis treści / Contents

ABBES M. S., HENTATI T., MAATAR M., FAKHFAKH T., HADDAR M. – Unité de Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax, Tunisie	3
Dynamic Behavior Of A Rotor Supported By Angular Ball Bearings	
Goran PAVIĆ – Laboratoire Vibration Acoustique, INSA, Lyon, France	9
Mechanical Noise Synthesis By Sub-Structuring	
Giuseppe CURCURÙ – University of Palermo, Marco COCCONCELLI, Fabio IMMOVILLI, Riccardo RUBINI – DISMI, University of Modena and Reggio Emilia, Italy	17
On The Detection Of Distributed Roughness On Ball Bearings Via Stator Current Energy: Experimental Results	
Peter DROPPA, Mário ŠTIAVNICKÝ, Ing. Štěpán PAVLOV – The Academy of the Armed Forces of General M. R. Štefánik Liptovský Mikuláš, Slovakia	23
Hybrid Drive Vibration Sources Analysis	
Rafał BURDZIK, Łukasz KONIECZNY – Silesian University of Technology	27
Diagnosing Of Shock-Absorbers Of Car Vehicles At Changeable Pressure In Tires <i>Diagnozowanie amortyzatorów w pojazdach samochodowych przy zmiennym ciśnieniu w ogumieniu</i>	
Krzysztof MENDROK – AGH University of Science and Technology	33
Damage Detection With Use Of Adaptive Modal Filter <i>Wykrywanie uszkodzeń z zastosowaniem adaptacyjnego filtru modalnego</i>	
Janusz GARDULSKI, Jan WARCZEK – Silesian University of Technology	41
Identification Of Damping Characteristic Example Suspension Of Car The Hydropneumatic Construction <i>Identyfikacja charakterystyki tłumienia zawieszenia samochodu na przykładzie konstrukcji hydropneumatycznej</i>	
Marek FIDALI, Anna BZYMEK – Silesian University of Technology	45
Identification Of Changes Of Machine Technical State On The Basis Of Results Of Principle Component Analysis Of A Sequence Of Thermographic Images <i>Identyfikacja zmian stanu obiektów technicznych na podstawie wyników analizy głównych składowych sekwencji zdjęć termograficznych</i>	
Tomasz BOJKO, Wojciech LISOWSKI, Jarosław BEDNARZ – AGH University of Science and Technology	49
Problems Of Development Of Wireless Sensors For Experimental Modal Analysis <i>Problemy budowy i zastosowania sieci czujników bezprzewodowych w badaniach modalnych</i>	
Henryk KAŹMIERCZAK, Tadeusz PAWŁOWSKI, Jacek KROMULSKI – Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych w Poznaniu, Roman BARCZEWSKI – Politechnika Poznańska	59
Energetic Characteristics Of Prestressed Concrete Beams Degradation <i>Ocena stanu degradacji belek strunobetonowych za pomocą analizy rozkładu mocy</i>	
Bogdan WYSOGLĄD – Silesian University of Technology	65
Application Of Entropy-Based Analysis Of Signals To Identification Of Rolling Element Bearings Faults <i>Zastosowanie wykorzystujących entropię analiz sygnałów do identyfikacji niesprawności łożysk tocznych</i>	
Mariusz GIBIEC – AGH University of Science and Technology	69
Application Of Selected Data Mining Methods To Machinery Operation <i>Zastosowania wybranych metod Data Mining w eksploatacji maszyn</i>	
Leszek MAJKUT – AGH University of Science and Technology	73
Modelling And Vibration Analysis Of The Beam With A Horizontal Crack <i>Modelowanie i analiza drgań poprzecznych belki z poziomym pęknięciem</i>	

Jerzy GRUDZIŃSKI – University of Natural Sciences in Lublin	79
Decision Support System For Maintenance Of Agricultural Technical Objects <i>Komputerowy system doradczy wspomagający obsługiwane rolniczych obiektów technicznych</i>	
Wojciech MOCZULSKI, Marcin JANUSZKA, Wawrzyniec PANFIL – Silesian University of Technology at Gliwice	83
Aiding the Processes of Machinery Design, Maintenance and Diagnostics Using Augmented Reality <i>Zastosowanie poszerzonej rzeczywistości we wspomaganiu procesów projektowania, obsługi oraz diagnostyki maszyn</i>	
Piotr KRZYWORZEKA – AGH University of Science & Technology in Cracow	87
The Role Of Local Clocks In Machine Diagnostics & Monitoring <i>ROla zegarów lokalnych w diagnozowaniu i monitorowaniu maszyn</i>	
Janusz GARDULSKI – Politechnika Śląska.....	93
Metody badań amortyzatorów samochodów osobowych <i>Testing Methods For Vehicle Shock Absorbers</i>	
Andrzej PUCHALSKI – Politechnika Radomska.....	101
Modelowanie i symulacja podukładów mechatroniki samochodowej <i>Modeling And Simulation Of Automotive Mechatronic Subsystems</i>	
Jacek DYBAŁA – Politechnika Warszawska	105
Rozpoznawanie obrazów z wykorzystaniem neuronowego klasyfikatora NBV <i>Pattern recognition using NBV neural classifier</i>	
Grzegorz BORUTA – Uniwersytet Warmińsko-Mazurski.....	113
Możliwość wykorzystania drgań kadłuba silnika w systemach OBD w zakresie monitorowania wybranych parametrów regulacyjnych <i>The Possibility Of The Application Of Engine Crankcase Vibrations In OBD Systems To Select Regulative Parameters Monitoring</i>	
Warto przeczytać / Worth to read	119

DYNAMIC BEHAVIOR OF A ROTOR SUPPORTED BY ANGULAR BALL BEARINGS

ABBES M. S., HENTATI T., MAATAR M., FAKHFAKH T., HADDAR M.
Unité de Dynamique des Systèmes Mécaniques, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax,
BP. 1173- 3038 Sfax, Tunisie, ms_abbes@yahoo.fr

Summary

The wide range and large scale usage of rolling bearings indicates their necessity and vital contribution to the performance of modern industries. In this paper, a non linear model, predicting mechanical behavior of the loaded angular ball bearing, have been developed. The dynamic behavior of a rotor supported by two angular ball bearings is analyzed. The finite element method is used and the rotor is discretized on beam elements. A mathematical modal taking account different sources of non linearity: the Hertzian contact force and the action of all balls on the bearings inner races, is developed. The Newmark algorithm coupled with Newton Raphson iterative method is used to solve the non linear differential equation iteratively.

Keywords: angular ball bearing, rotor, dynamic analysis, bearing interaction.

1. INTRODUCTION

Rotating contact bearings act as rotary joints between two or more links of a mechanism, with a minimum friction. In rotating machines, rotating contact bearings are a source of internal excitation. They transmit vibrations generated by gears and shafts to the housing.

Stribeck R. [1] and Palmgren A. [2] have developed an analytic model of a rolling bearing loaded in the radial and/or axial direction. These representations are based on two degrees of freedom model. In this model, the authors don't take account of the variation of the loaded contact angle. Jones A. B. [3] has developed five degrees of freedom model (three translations and two rotations of the races), the 6th d.o.f. is the bearing revolution around his axis. He has introduced then the inertia effect (centrifugal force and gyroscopic moment). Simple formulas presented by White M. F. [4] consist on modeling the roller bearing by axial and radial stiffnesses in the ball bearing and cylindrical roller bearing. His study is based on a numeric radial model and the coupling between radial and axial directions is inexistent. Gupta P. K. [5] proposes an analytical model of the rolling bearing (ball and roller) dynamic behavior. He determines the interaction between the rolling elements. He takes note of the cage presence and the lubricant. This work shows the importance of lubrication on the instability of the cage movement. The study proposed by Wardle F. P. [6] shows the relation between the rolling element number and the order of the waviness (geometry imperfection). The author notes the vibration frequencies resulting from the non-linearity relation between displacement and force. These results are validated experimentally. In 1990 years, an interesting and complete study is proposed by Lim T. C. and Singh R. [7]. They suggested an analytic approach based on the determination of a stiffness matrix associated to five

degrees of freedom of the inner race (three translations and two rotations) in its relative movement with respect to the outer race.

The proposed matrix includes the beam flexion and housing coupling for the two types of rolling bearings (ball and roller). A three-dimensional model is proposed by Yhland E. [8]. This model introduces the geometry imperfections and calculates the stiffness matrix. An algebraic non linear eruptional system joining the forces and moments on displacement vector and geometric parameters is developed by Houpert L [9]. No rigidity matrixes are formulated. Datta J. and Farhang K. [10] propose a non linear dynamic model in witch they introduce the masses of each bearing element (cage, inner and outer races and rolling elements). This study permits the prediction of the rolling bearing dynamic behavior in different operating conditions.

Three degrees of freedom model is suggested by Akturk N.¹¹ in which he introduces a geometric imperfection. Lahmar F.¹² has used the formulation developed by Lim and Singh to resolve a non linear dynamic problem of an helical gear system, but any bearing defect formulation in this case is introduced. Jang G. and Jeang S. W. [13, 14] have resolved the dynamic equilibrium of a rotor supported by two angular ball bearing having five degrees of freedom. In next time, they introduce the centrifugal and gyroscopic effects. But the rotor flexibility is ignored.

In our study, we propose in a first time a ball bearing model using the non linear contact between the bearing trail and the rolling elements. The model presented is inspired of the Lim and Singh development (Lim T. C. and Singh R. [7]). The deflection between the rolling elements and the race trail is determined, we can deduct then the forces exerted by balls on the inner race. We are interested in a second time, to resolve the dynamic rotor system equation of motion, the Newton-Raphson

method coupled with Newmark algorithm are used successively. The initial structure degrees of freedom is computed from a static analysis taking account the static effort exerted by bearings on the structure.

2. BALL BEARING MODELLING

The main fundamental components of a ball bearing are the inner race, the cage, the outer race and the rolling elements. The important geometrical characteristics are presented in figure 1. We note the ball diameter D_b , the pitch diameter D_m , the outer and inner raceway groove diameters D_o and D_i , the rolling elements number Z , and the unloaded contact angle α_0 .

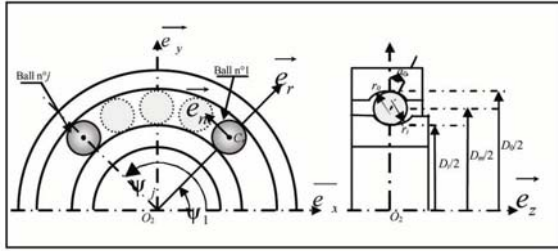


Fig. 1. Ball bearing geometric characteristics

Two co-ordinate systems, shown in Fig. 1, are used. The first is the overall outer race co-ordinate system \mathfrak{R}_1 , where $(x, y, z, \theta_x, \theta_y)$ corresponds to the degrees of freedom of the inner race centre. The second is a local cage co-ordinate system \mathfrak{R}_2 , having the origin at an initial rolling element centre C_r . The outer race centre O_1 is assumed to be a fixed. The degree of freedom θ_z is null corresponding to the bearing axis rotation. A positive nominal contact angle α_0 implies that the angular contact bearing should be loaded in the positive \vec{e}_z direction.

An external load is applied on the inner race, (outer race fixed in her lodging), generates an inner race centre translation $u_2^{\mathfrak{R}_1}(O_2)$ and angular displacement $\Omega_2^{\mathfrak{R}_1}(O_2)$ in the global frame. They are written as:

$$u_2^{\mathfrak{R}_1}(O_2) = \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix}_{R_1} \quad \Omega_2^{\mathfrak{R}_1}(O_2) = \begin{Bmatrix} \theta_x \\ \theta_y \\ 0 \end{Bmatrix}_{R_1} \quad (1)$$

An elastic deformation of the j th rolling element occurs. It is defined as the total interaction following the normal direction, we can write:

$$\Delta_j = d(\psi_j) - d_0 = \sqrt{\Delta_{rj}^{*2} + \Delta_{zj}^{*2}} - d_0 - w_j \quad (2)$$

where $d(\psi_j)$ and d_0 are, respectively, the loaded and the unloaded relative distance between the inner and the outer raceway groove curvature centers O_{1j} and O_{2j} , and Δ_{rj}^* , Δ_{zj}^* are the radial and axial elastic deformations.

When centrifugal forces are neglected, the loaded contact angles between rolling element – inner race and rolling element – outer race are the same. The loaded contact angle α_j is given:

$$\tan \alpha_j = \frac{\Delta_{zj}^*}{\Delta_{rj}^*} \quad (3)$$

A negative elastic deformation indicates no contact between ball and the two races. For a positive elastic deformation, the ball races contact can be computed from the classical Hertz point – contact theory. The forces exerted by rolling elements on the inner race are computed:

$$\vec{F}_{pal} = \sum \vec{F}_{pal} = \begin{cases} \sum_{j=1}^Z -Kp\Delta_j^{1.5} \cdot \begin{Bmatrix} \cos \alpha_j \cos \psi_j \\ \cos \alpha_j \sin \psi_j \\ \sin \alpha_j \end{Bmatrix} \\ \sum_{j=1}^Z -Kp\Delta_j^{1.5} \cdot \begin{Bmatrix} R_i \sin \alpha_j \sin \psi_j - \alpha_j \cos \alpha_j \sin \psi_j \\ -R_i \sin \alpha_j \cos \psi_j - \alpha_j \cos \alpha_j \cos \psi_j \end{Bmatrix}_{\mathfrak{R}_1} \end{cases} \quad (4)$$

3 FINITE ELEMENT DISCRETIZATION

The study consists on analyzing structural vibrations generated by a rotor coupled by ball bearings. Bearings outer races are fixed in the rigid support (logging) and the inner races are fixed rigidly on the rotating shafts. The finite element method is used: shafts are discretized using beam finite elements with 2 nodes and 6 degrees of freedom per node. The beam section is constant in \vec{e}_z direction. These elements take into account the effects of torsion, bending and tension-compression. The generalised displacement of the j th node is given by:

$$\{q_j\}^T = \{u_j, v_j, w_j, \varphi_j, \psi_j, \theta_j\} \quad (5)$$

where (u_j, ψ_j) and (v_j, φ_j) are respectively the beam bending in the (\vec{e}_x, \vec{e}_z) plane and in the (\vec{e}_y, \vec{e}_z) plane, w_j and θ_j are respectively the degrees of freedom associated with the axial and torsional deformations.

3.1. Static Analysis

In order to compute the initial structure displacements, a static study is treated. The static equilibrium system is written as:

$$[K_{tot}] \{X_0\} = \{F_0\} + \sum_{i=1}^{N_{balls}} \{F_{pal}(X_0)\} \quad (6)$$

where:

$[K_{tot}]$ global stiffness matrix deduced from beam elements matrices,

$\{F_0\}$ static external force,

$\sum_{i=1}^{N_{balls}} \{F_{pal}(X_0)\}$ action of balls on the inner races

and $\{X_0\}$ is the system degrees of freedom.

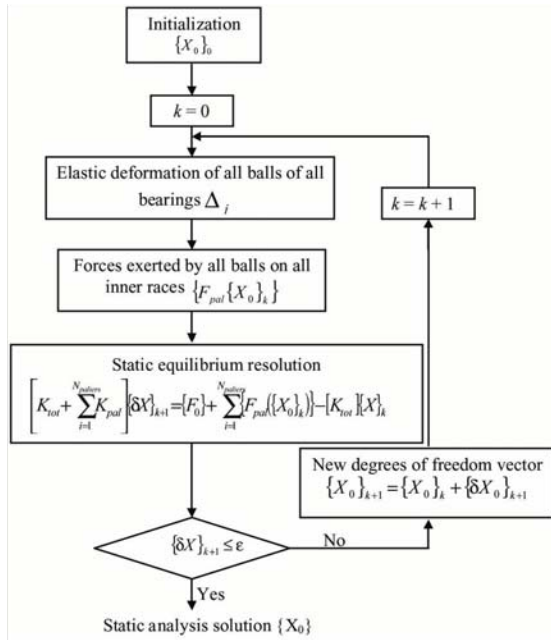


Fig. 2. Static analysis steps

To resolve the equation of motion, we have used the iterative Newton Raphson method, the adopted method for non linear problems, which resolve the system equilibrium (fig. 2).

A shaft supported by two ball bearings is studied. The finite element method is used. An external radial load $F_r = 6000$ N is applied on the middle of the shaft. The shaft has a length L_{palier} , an external diameter $d_{ext} = 50$ mm and internal diameter dint (fig. 3).

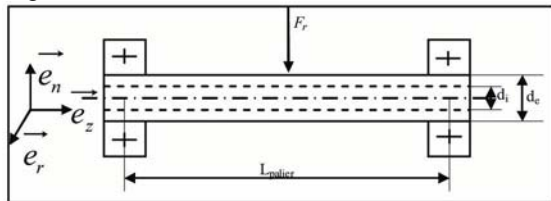


Fig. 3. Shaft modeling

The load distribution on the right ball bearing is presented in the next figures for different configurations.

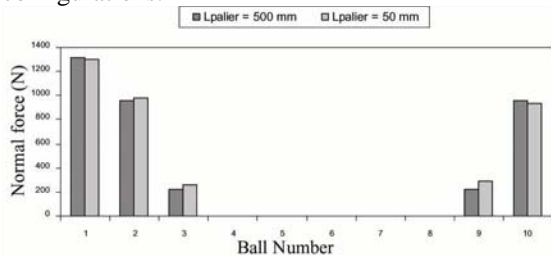


Fig. 4. Shaft length influence ($d_{int} = 0$ mm)

For an internal diameter equal to zero and a shaft length L_{palier} equal to 50 mm and 500 mm, figure 4 presents the load distributions in the right bearing. The distance variation between the bearings lead to a minor variation on the load distribution: the shaft bending influence is traduced by a highest value of

the maximal load which changes from 1300 to 1320 N.

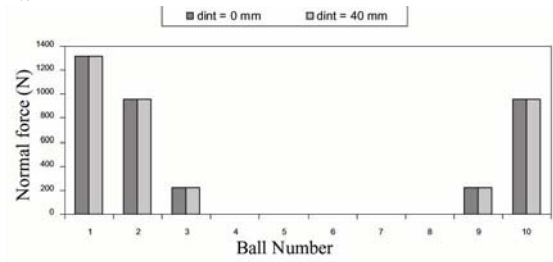


Fig. 5. Shaft diameter influence ($L_{palier} = 50$ mm)

Fig. 5 presents the load distribution on the right ball bearing for an internal shaft diameter equal to 0 and 40 mm. No difference is observed. In fact for a small distance L_{palier} , any bending is observed.

When we change the shaft length $L_{palier} = 500$ mm, figure 6 show a large increase in the maximal load distribution in the right bearing from 1300 N to 1588 N for a hallow shaft. The number of loaded balls increases from 5 to 8. We can interpret that the bearing stiffness is changed when we change the shaft stiffness matrix and naturally when we change the shaft characteristics and the deflection will be more important for a shaft having an internal diameter equal to $d_{int} = 40$ mm.

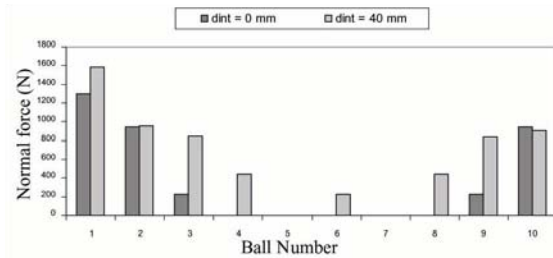


Fig. 6. Shaft diameter influence ($L_{palier} = 500$ mm)

The obtained results show the importance of a coupled model: the bearing stiffness matrix is functioning of the shaft geometric characteristics and the bearing site.

3.2. Modal Analysis

A modal analysis is treated; the natural frequencies and corresponding rotor mode shapes of are computed.

For the time invariant case, the eigenvalue problem of the gear system is:

$$[K_\phi] \{\phi_i\} = \Omega_i^2 [M_\phi \{\phi_i\}] \quad (7)$$

where Ω_i are the natural frequencies, $[K_\phi]$ is the modal stiffness matrix, $[M_\phi]$ is the modal mass matrix normalized to the identity, and ϕ_i the eigenvector matrix.

The eigenfrequencies associated to the rotor are recapitulated on table 1.

Table 1. Rotor Natural Frequencies

Mode number	Frequency (Hz)
1	19,87
2	19,87
3	54,18
4	54,18
5	575,22

3.3. Dynamic Response

We are interested now to the system dynamic behaviour. The system equation of motion, taking account of the beam and bearings presence is written:

$$\begin{aligned}
 & [M_{tot}]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K_{tot}(t)]\{X\} \\
 & = \{F_0\} + \sum_{i=1}^{N_{pal}} \{F_{pal}(t, X)\}
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

Where

$[M_{tot}]$, $[C]$ global mass and damping matrices,

$[K_{tot}(t)]$ global stiffness matrix,

$\{F_0\}$ static external force,

$\sum_{i=1}^{N_{pal}} \{F_{pal}(t, X)\}$ forces exerted by ball bearings on the inner race given by equation (4).

In order to resolve equation (8), Newmark method coupled with the iterative Newton Raphson method, which resolve the system equilibrium at each step, are used. The system equation of motion is projected and resolved on a chosen modal basis, and then the temporal responses are therefore obtained by modal recombination. (figure 7)

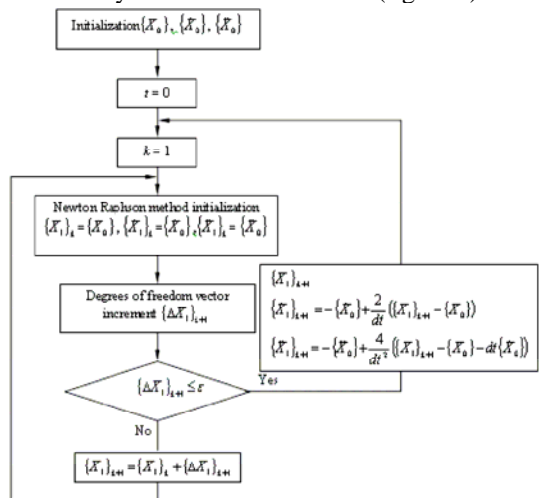


Fig. 7. Dynamic Analysis process

A disk is placed on the shaft middle. The rotor geometric characteristics are given by table 2. The rotating frequency is $f_i = 50 \text{ Hz} = 3000 \text{ tr/mn}$.

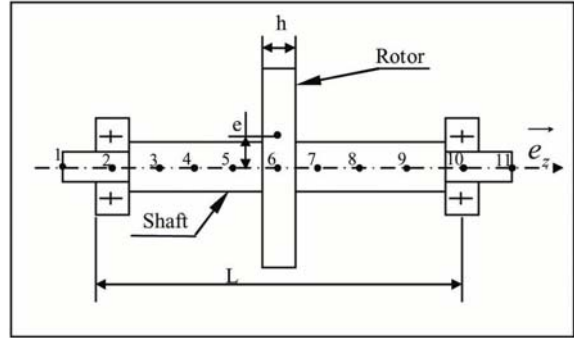


Fig. 8. Rotor supported by two angular ball bearings

Table 2. Rotor Geometric Characteristics

Geometric characteristics	Dimension
Shaft length L	500 mm
Shaft Diameter d_{ext}	50 mm
Rotor Mass M_D	10 Kg
Disc thickness h	50 mm
Rotor Mass Unbalance m	0,1 Kg

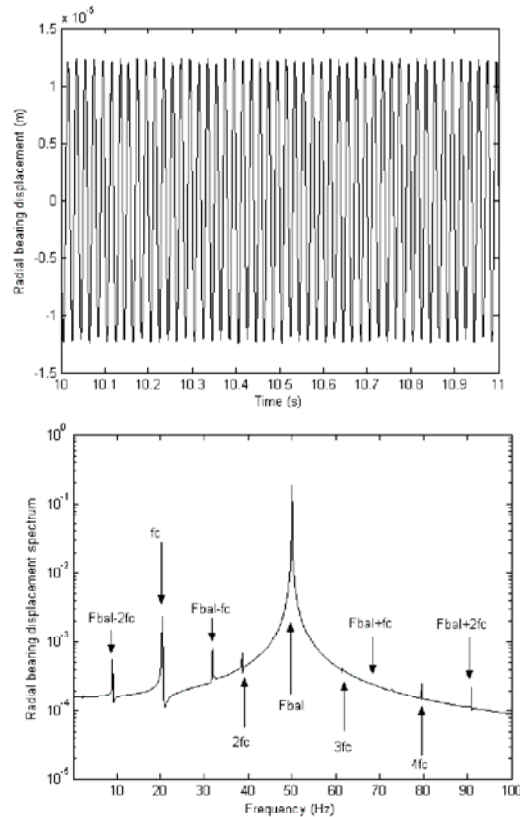


Fig. 9. Temporal and Spectral Signature of the left inner race center displacement

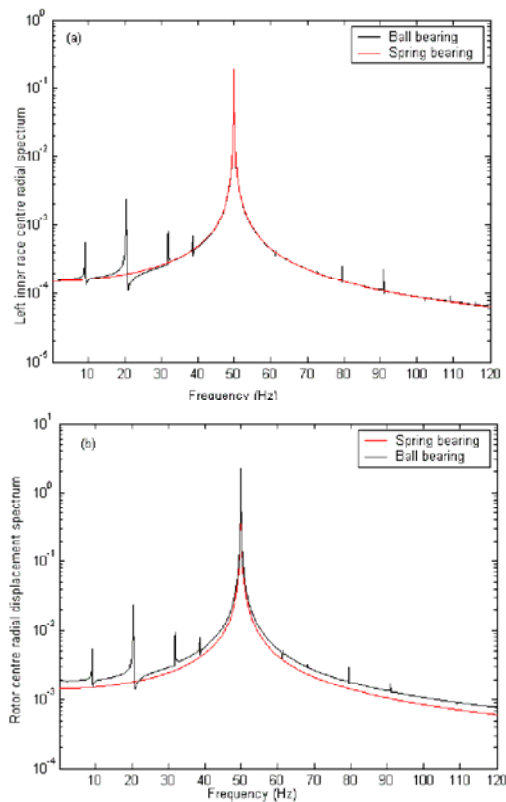


Fig. 10. Left inner race center (a) and disc center (b) displacements spectrum for a rotor supported by angular ball bearings and spring bearings

Figure 9 show the left inner race centre spectrum. We note the presence of the unbalance frequency $F_{bal} = 50$ Hz, its origin is the time variation of the unbalance load, and the presence of the cage frequency $f_c = 20$ Hz, where the origin is the bearing rotation and then the variation of the load exerted by all rolling elements on the rotor.

We note also a modulation of the unbalance frequency due to the cage frequency having a value $F_{bal} \pm if_c = 30$ Hz and 70 Hz for $i = 1$, $F_{bal} \pm if_c = 10$ Hz and 90 Hz for $i = 2$.

Figure 10 show the left inner race centre (a) and rotor centre displacements (b) spectrum. We note the presence of unbalance frequency in the two cases and for the two modelizations (ball bearing and spring bearing). The vibratory level is more important for the rotor centre displacement (point of application of the unbalance) than the bearing displacement.

4 CONCLUSION

In this study, a rotor is studied taking account the ball bearing incidence. In a first time a static study is treated. We note the importance of a coupled model; the bearing stiffness matrix is functioning of system geometric characteristics and bearings positions.

In a second time, a modal analysis is realised. The system natural frequencies are computed.

Finally, a dynamic study is presented. The displacements spectrums show the presence of two

characteristics frequencies: the unbalance frequency which the origin is the unbalance load variation, the cage frequency which the origin is the bearing rotation. We note also a modulation of the unbalance frequency due to the bearing frequency.

5 BIBLIOGRAPHY

- [1] STRIBECK R.: *Ball bearing for various loads*, trans of ASME (1907) 420-463.
- [2] PALMGREN A.: *Ball and roller bearings engineering*, Burbank, Philadelphia, 1959.
- [3] JONES A. B.: *A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions*, (trans of ASME), Journal of Basic Engineering, 1960, Vol. 82 pp 309-320.
- [4] WHILE M. F.: *Rolling element bearing vibration transfer characteristics: effects of stiffness*, (trans of ASME), Journal of applied Mechanics, 1979, Vol. 46 pp 677-684.
- [5] GUPTA P. K.: *Advanced Dynamics of Rolling Elements*, Springer-Verlag, New York Inc, 1984.
- [6] WARDLE F. P.: *Vibrations forces produced by waviness of the rolling surfaces of thrust loaded ball bearing*. Part I: Theory, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, 1988, Vol. 202 pp 305-312.
- [7] Lim T. C., Singh R.: *Vibration transmission through rolling element bearings. Part I: Bearing stiffness formulation*, Journal of Sound and Vibration, 1990, Vol. 139, No.2, pp 179-199.
- [8] YHLAND E.: *A linear theory of vibrations caused by ball bearings with form errors operating at moderate speed*, (trans of ASME), Journal of tribology. 1992, Vol. 114, pp 348-359.
- [9] Houpert L.: *Prediction of bearing, gear and housing performances*, Rolling bearing practice today seminar. I, (1995) Mech.E.London. 30
- [10] Datta J., Farhang K.: *A nonlinear model for structural vibration in rolling element bearings*. Part I: Derivation of governing equations, (trans of ASME), Journal of tribology, 1997, Vol. 119 pp 126-131.
- [11] Akturk N.: *The effect of waviness on vibrations associated with ball bearings*, (trans of ASME), Journal of tribology, 1997, Vol. 119 pp 747-753.
- [12] LAHMAR F.: *Interaction entre la dynamique de l'engrènement et les paliers à roulement*, (2000), Thèse de Doctorat, Institut Nationale des Sciences Appliquées de Lyon.
- [13] JEANG S. W., JANG G.: *Nonlinear excitation model of ball bearing waviness in a rigid rotor supported by two or more ball bearings considering five degrees of freedom*, (trans of ASME), Journal of Tribology, 2002, Vol. 124, pp 82 - 90.
- [14] JEANG S. W., JANG G.: *Vibration analysis of a rotating system due to the effect of ball bearing waviness*, Journal of sound and vibration, 2004, Vol. 726, pp 269 - 709.

- [15] NELIAS D.: *Contribution à l'étude des roulements. Modélisation globale des roulements et avaries superficielles dans les contacts EHD pour des surfaces réelles ou indentées* (1999), Dossier d'habilitation à diriger des recherches, Institut Nationale des Sciences Appliquées de Lyon.

MECHANICAL NOISE SYNTHESIS BY SUB-STRUCTURING

Goran PAVIĆ

Laboratoire Vibration Acoustique, INSA, Lyon, France, goran.pavic@insa-lyon.fr

Summary

Noise of machinery and mechanical assemblies can be synthesised by computer using a particular jigsaw-puzzle sub-structuring approach. This approach is aimed at low noise design of industrial products where noise is generated by individual sources built in a noise-free housing. All the major noise mechanisms are dealt with in a step-by-step procedure, which can be potentially used even by less advanced industries. The novelty of this approach is that it predicts trends in the overall noise by combining data from real noise sources with a simplified modelling of the main frame (housing). The connectivity between the source(s) and the frame is ensured by well known impedance coupling rules. The simplified frame model has the advantage of being robust and easy to implement. The critical components are the noise sources which have to be characterised by measurements. The characterisation techniques can be quite demanding, but reveal a lot of useful information to the designer apart from providing the input data to the synthesis algorithm. The paper outlines the basics of the approach and shows some examples of its use.

Keywords: noise synthesis, noise source, machine, impedance, characterisation.

1. INTRODUCTION

Low-noise industrial products are in demand and will likely stay so in future. Although the majority of industries cannot justify any laborious noise reduction effort, most of these nevertheless need to reduce the noise in an orderly, systematic way.

The state-of-the-art software for noise prediction cannot adequately respond to the complexity of noise physics. The noise software is therefore usually given a secondary role of accompanying expensive prototype tests. The software is difficult to use autonomously by industry and is limited to specific phenomena only. It does not cover the most important factor in the noise generation chain: the noise sources.

The usual objective of the manufacturer of an industrial product is to make sure the noise level will stay below the limit prescribed by norms or legislation. The noise level is either the global sound power level or a sound pressure level at defined position(s). In recent years an additional attention has been increasingly paid to the subjective noise evaluation. It thus becomes useful not only to develop means of predicting the noise level but also to create tools for reproducing the (future) noise of a product under development.

The long-term industrial objective is to reduce considerably the physical prototyping in exchange for a virtual one. The ultimate goal is to achieve an integral virtual prototyping, implying that all of the technical features, noise comprised, have to be dealt with numerically. All of these factors push towards the development of tools which can reproduce the future noise by synthesising it on a computer.

2. VIRTUAL NOISE SYNTHESIS

A complex product, such as a power machinery, is made of many sub-assemblies originating from various suppliers. Suppliers usually do not feel concerned with the noise of assembled product while the assemblers sometimes put too unjustified demands on noise. Traditionally, suppliers and assemblers lack coordination on noise control. There is a profound shortage of information on noise of components. Regulations concern finalised products only, not components. Noise generation often involves multiple phenomena, yet no design data exist on the link between vibration, pulsation and air-borne noise.

2.1. The complexity of noise generation

Noise of most of assembled products is governed by the operation of some key components, such as motors, pumps etc, integrated within an otherwise passive frame. In many circumstances the noise of the assembled structure is even amplified. Typical examples of products which generate noise in this way are household appliances, HVAC installations, workshop machines, outdoor machinery, vehicles, etc. In these and similar products noise is transmitted to the surroundings as direct air-borne noise, structure-borne noise (via feet, supports, cables etc) and frequently fluid-borne noise (via ducts, pipes etc). Although often being more detrimental than the first one, the latter two noise mechanisms are rarely dealt with in industrial conditions to a sufficient extent. As a consequence, the noise reduction measures become inappropriate and thus inefficient.

2.2. Virtual noise prototyping

Noise prototyping done in usual circumstances is aimed at improving and fine-tuning the noise performance of the future product through a series of

steps. A virtual prototype should enable carrying out the majority of these steps, not by physical means but using a computer. It is however clear that such a prototype cannot be a prediction tool entirely computer-based. It has to include both fundamental aspects of acoustics: physical and subjective (psychological). The limits of the present day state of the art in noise prediction, while not far from satisfying the first criterion make the audible sound reproduction still many years off. The reproduction requires a high-level numerical prediction of the sound waveform arriving at the reception position, which cannot be presently achieved by entirely relying on the computation techniques.

A new product is usually an improvement over an existing line of products. The basic mechanical characteristics of the product affecting noise evolve gradually such that a complete redesign is rarely needed. Many of the components in the improved design will already physically exist, either in a final form or close to it, and their noise properties can be thus assessed by measurement. This brings the virtual noise prototyping within the reach of the current measurement and computation technology. A virtual noise prototype offers a potential advantage over the classical prototyping: an improved physical insight which results from breaking down the analysed product into its components in a systematic way ("building bricks" approach). Not only the final results, i.e. the overall noise, can be assessed, but also it can be split into different contributions the importance of which can be judged in a far more straightforward way than if this has been attempted on a real prototype.

It is clear that a realistic "virtual noise prototype" cannot be purely virtual, i.e. exclusively computergenerated.

A considerable experimental work has to be done in order to make it work. This is the price to pay if the noise reproduction of a future product is to be achieved with sufficient realism. Even so, the virtual approach offers a considerable advantage over the classical one in terms of cost and time.

2.3 Noise synthesis by sub-structuring

The sub-structuring is done by modelling an object as a series-parallel network of different parts. The sub-structuring principle is well known and used in various forms. It becomes useful when an entire structure becomes too large to be handled by numerical analysis or when an efficient handling of local structure modifications is needed.

The theoretical grounds to the numerical substructuring techniques in dynamics were laid down a few decades ago [1]-[4]. Within the present context, the sub-structuring is not employed as a means of reducing the computation effort, but as a basic procedure of getting the results. While the steps of sub-structure modelling can be achieved by either computation or measurements, the final synthesis has to be done by computation. Thus the present approach offers a major hybrid flexibility:

based on a dual methodology, i.e. measurement and computation, it benefits from the realism of the former coupled to the prediction facility of the latter. Current noise prediction approaches do not possess such a balanced duality. This however calls for skills in the areas of both computation and measurement.

If a noise prototype can be realised in a satisfactory way by virtual synthesis, an improved physical insight can be obtained into the noise generation process concerned. Such an insight results from breaking down the analysed product into its "building bricks". This gives the virtual prototype a clear advantage over the classical one. Not only the final results, i.e. the overall noise, can be assessed, but also it can be split into different contributions. Using a virtual prototype the impact of different noise contributions to overall noise can be assessed in a straightforward way which usually cannot be achieved on a classical prototype.

The noise synthesis by sub-structuring is done in frequency domain. To meet the sub-structuring objectives, the sources and the frame need to be modelled in different ways. While each source should be treated in a deterministic way - taken just as it is, the frame would usually be too detailsensitive to allow for any reliable deterministic handling. The present approach does a compromise by treating the frame in terms of its stable acoustic features, driven by its basic design characteristics, which are insensitive either to structural details or to production and installation uncertainties. It has been shown that in the majority such a simplified approach produces acceptable synthesis results.

2.4. Sub-Structure connectivity

Unless the source impedance is substantially higher than the frame impedance, the frame excitation has to be computed using impedance/mobility matching rules applied to the interfaces source - frame. This will produce excitation acting on the frame which can be radically different than that of the source taken in isolation.

A major processing step in describing the frame consists in evaluating its baseline characteristic. This is done by fitting the raw data onto a prescribed type of a simple frequency function. The data are the transfer functions of the type response / excitation. In a lot of cases these data will be obtained by measurements. Here one can use the reciprocity principle in order to simplify the measurement and improve its accuracy. This principle, widely used in acoustics, has been summarised by Ten Wolde, [5], and Fahy, [6].

3. SOURCE MODELLING

The source is taken into account in a deterministic way, by establishing its detailed characteristics e.g. via measurements. Sub-structuring measurements are not standardised and have to be adjusted to the requirements of impedance connectivity. This implies that source has

to be characterised a way which is fully independent of its frame. This may not be an easy task. Here one has to find ways of simplifying the characterisation procedure, still keeping it independent from the reception structure.

Sources like fans are particularly difficult to characterise independently, which calls for a good deal of simplifications.

3.1 Air-borne sources

The source needs to be characterised in such a way to allow for the coupling with its surroundings. Usual noise measurement procedures are not adapted to such a characterisation. In particular, the sound power of a source is not a quantity which can be used.

A method which can be potentially suitable is the substitute source technique. It has been used so far primarily for sound radiation modelling, [7]-[12].

The technique works if the source radiates noise by the vibration of its surface. The physical source is replaced by a number of simple sources such as monopoles, or by a single multipole source. The equivalence is obtained by adjusting the amplitudes of substitute sources such to come as close as possible to the sound pressure produced by the original source. Using equivalent source technique efficient characterization can be achieved, as it was shown by Moorhouse and Seiffert, [13]. In this case an electric motor installed in a machine frame was represented by 4 monopoles.

The adjusting is achieved via the transfer functions T between the sound pressure at some control points in the space around the source and the source strengths at the positions of substitute sources:

$$Q = T^{-1} p \quad (1)$$

where Q is the vector of complex amplitudes of substitute sources, p the vector of complex amplitudes of sound pressures at control points and T the matrix of transfer functions. Eq. (1) as well as other to follow are given in frequency domain, thus applicable to each frequency independently.

The drawback of the substitute source technique is that is applicable to a single acoustic surroundings, the one where the measurements have been made. If the surroundings changes, the identified substitute source become invalid.

A general formulation for the characterisation of an air-borne acoustical source was given in [14]. It is based on a theoretical result by Bobrovnitskii, [15].

Here the source is acoustically modelled using a smooth enveloping surface across which the sound pressure is developed in a truncated series of orthogonal functions. Using the enveloping surface, the source excitation at a particular frequency is given as a vector of complex amplitudes of the sound pressures blocked at the surface. The connectivity with the acoustical space exterior to the surface is achieved via the source impedance, given as a corresponding matrix. The suggested surface is

a sphere, in which case the orthogonal functions are the spherical harmonics. While the method [14] represents an elegant way to model an airborne source, its practical applicability stays limited as it is not easy to accomplish measurement of an industrial source in a spherical cavity. To overcome the difficulty, the concept of patch impedance, conceived in [16], can be used to define the source in the same way as in [14] but using discrete surface patches instead of continuous functions, [17]. The enveloping surface is here divided in a number of patches. All the acoustical quantities concerned (i.e. the sound pressure and the particle velocity) are averaged across the patch. The sound pressure amplitude vector of the source coupled to the surrounding acoustical space, p_c , is related to the blocked sound pressure vector p_b in the following way:

$$p_c = Z_{RR} (Z_{SS} + Z_{RR})^{-1} p_b \quad (2)$$

with Z_{SS} and Z_{RR} the impedance matrices of the source and the frame (receiver) respectively.

Figure 1 shows an example of the patch impedance source modelling. Here the source is a vibrating body, the receiver space is a room with partially absorbing walls while the enveloping surface is a parallelepiped.

The patches used for the connectivity across the parallelepiped are shown in Figure 2. The matching between the sound pressure spectra obtained by direct computation and by patch impedance substructuring is shown in Fig. 3.

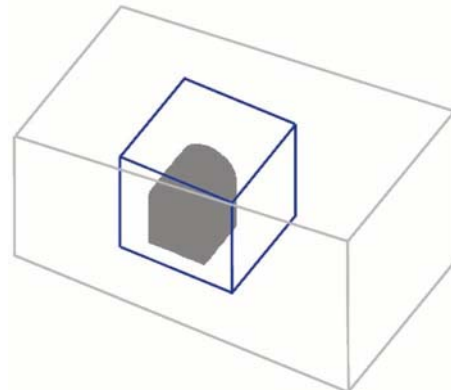


Fig. 1. Sound source (dark surface) in a room. The inner box represents the source envelope surface.

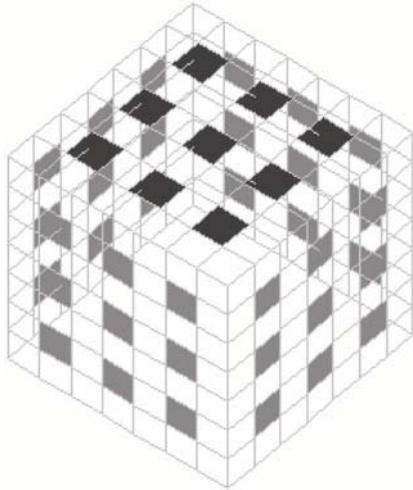


Fig. 2. Envelope source surface. Dark rectangles represent surface patches used for sub-structuring.

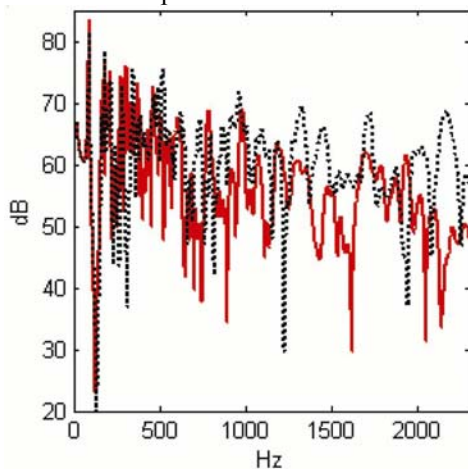


Fig. 3. RMS room sound pressure spectrum in a point. Full line: computed via patch sub-structuring; dotted line: direct computation.

The matching between the two results is seen to be globally rather good. At higher frequencies, where the patch size gets comparable to the wavelength, the discrepancy increases as expected. Moreover, in this example only 45 out of 245 patches, i.e. 18% of the total surface, were accounted for. Taking more patches in computation produces better matching, but treating a very large number of patches in real measurements becomes unfeasible.

3.2. Structure-borne sources

The characterisation of a structure-borne source can be achieved by either using the free velocity and source mobility concept or the blocked force and source impedance concept. These two equivalent concepts have been well known for a long time, [18]-[19]. In practical applications the mobility concept better suited than the impedance one. Where the source of structure-borne noise is coupled to the frame via discrete points, the following formulae give the coupling force vector F_c in terms of the free source velocity v_{Sf} :

$$F_c = -(M_{SS} + M_{RR})^{-1} v_{Sf} \quad (3)$$

with M_{SS} and M_{RR} being the mobility matrices of the source and the frame (receiver).

The main problem in practice is the measurement of the mobility and the free velocity. The conditioning problems, typical of matrix inversion, deteriorate the results considerably. As a rule, a small error in the source or receiver matrices will result in a large error of the computed coupling quantities.

Some considerable efforts have been dedicated to the characterisation of structure-borne sound, see e.g. [20]-[25]. The subject has been studied in depth, but so far no good enough approach has been found free from the conditioning inconveniences.

Many studies have been focused at investigating mechanical power transmission from a source to its frame, see e.g. [26]. However, the power is not a concept which easily fits sub-structuring as it does not represent an independent source descriptor, neither it suffices to fully account for the interface continuity conditions.

One of the difficulties of the source structure-borne characterisation is of purely mechanical nature: some sources cannot operate if decoupled from the frame. Some recent approaches are aimed at the characterisation in the coupled state, [27], [28]. The approach described in [27] provides all the needed source and frame descriptors exclusively from coupled-state measurements. The constraint to this approach is that it can be applied to cases where the source and the frame are coupled via soft and preferably thin mounts. The approach described in [28] defines a way to get the blocked force of the source from the measurements in fully coupled conditions. The inconvenience is that the passive source descriptor, the source impedance, has to be identified separately by some suitable technique.

3.3. Fluid-borne sources

Sources like a ventilation fan, an IC engine exhaust, a hydraulic circuit operated by a pump make noise which is transmitted away in the form of pressure pulsations.

A source of such a fluid-borne noise can be characterised in terms of its blocked pressure and its internal impedance. These quantities are in most of the cases defined at the interface between the source and the associated hydraulic circuit, e.g. at the entry section of the exhaust tube.

The major part of publications on pulsation sources were focused at internal combustion engines, [29]-[42]. A major inconvenience with such sources is that the source has to operate even when its passive descriptor, the impedance, is measured. This implies that the source has to be coupled to the reception circuit during both excitation and impedance measurements. Such sources are therefore most conveniently characterised using a load of known impedance attached to the source.

Since a pair of source descriptors is to be identified, two or more different loads are needed. Different source characterisation techniques have

been developed, based on different source models. The simplest one, the two-load method, assumes the source to be linear and stationary, the latter to allow for signal phase synchronisation between two measurements. Provided this to be the case, the source descriptors, the source pressure amplitude (blocked pressure) p_s and its impedance Z_s are obtained from two measurement of the operating pressure amplitudes, p_1 and p_2 , each with a different load impedance, Z_{L1} and Z_{L2} :

$$p_s = \frac{Z_{L2} - Z_{L1}}{Z_{L2}p_1 - Z_{L1}p_2} p_1 p_2 \quad (4a)$$

$$Z_s = \frac{p_2 - p_1}{Z_{L2}p_1 - Z_{L1}p_2} Z_{L1} Z_{L2} \quad (4b)$$

The three-load [32] and the four-load [33] method are based on auto and cross spectra measurement.

Thus the synchronisation is not needed but in return an increased number of different source loads is required, i.e. as many loads as unknown variables. The increase in number of loads leads to the drop in the conditioning of system matrices, making the results increasingly sensible to measurement imperfections. In order to improve the robustness of the characterisation, Bodén has proposed the use of over-determined system of equations, [34]. Even so, the measurement of pulsating source descriptors remains delicate if engines are concerned.

The pulsation sources, such as fans, cannot be adequately characterised using the simple singleport type formulae like (4a,b) which are good enough for sources like engines and compressors.

The acoustical crosstalk between the inlet and the outlet requires the use of multi-port methods, [43], [44]. Specific fan characterisation approaches suitable for sub-structuring were reported in [45]. An original approach for the characterisation of small hermetic compressors used in household refrigerators was proposed in [46].

4. FRAME MODELLING

In the context of noise modelling by sub-structuring the frame (receiver) is considered to be the acoustic path which stretches from the noise source to the listener's ear. This path can be represented by a single model or, if more appropriate, as a series connection of several transmission paths.

The role of a path's model is to provide information on noise transfer from the source, either directly or through the connections, via the frame structure to a given reference point. This is done by establishing an appropriate frequency transfer function between the two.

In typical industrial cases the physical frames of the same design will have acoustical characteristics which disperse due to production imperfections. This is often the case with light-weight assemblies such as vehicles or white goods, as shown e.g. by Kompella and Bernhard, [47].

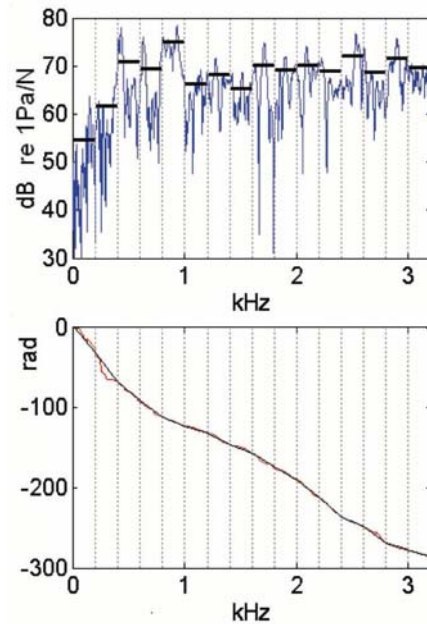


Fig. 4. Structure-borne transfer function of a refrigerator cabinet frame. Top: modulus, bottom: phase. Smoothened values are superposed to the original curves

To better adapt to the reality the frame structure is taken into account within the present approach in an averaged sense. This is done by "smoothing out" the frequency transfer function, as shown in Fig. 4.

5. NOISE SYNTHESIS

Once identified, the source and the frame frequency data obtained by characterisation and smoothing are combined within a computer for carrying out the noise prediction. This is done by satisfying pressure and velocity continuity conditions at interfaces, as shown in Fig. 5.

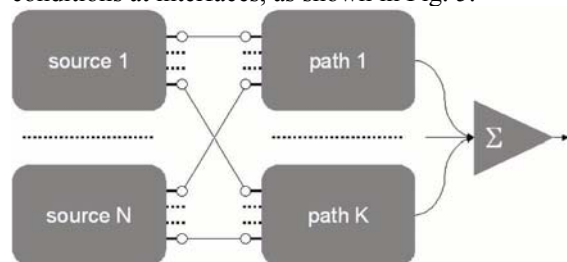


Fig. 5. Block diagram of noise synthesis.

Fig. 6 shows an example of smoothing effect on noise produced by a door bang. The source was characterised in a free space, and its coupling with a rectangular room was done using once the true and then the smoothed transfer function obtained by the patch impedance approach.

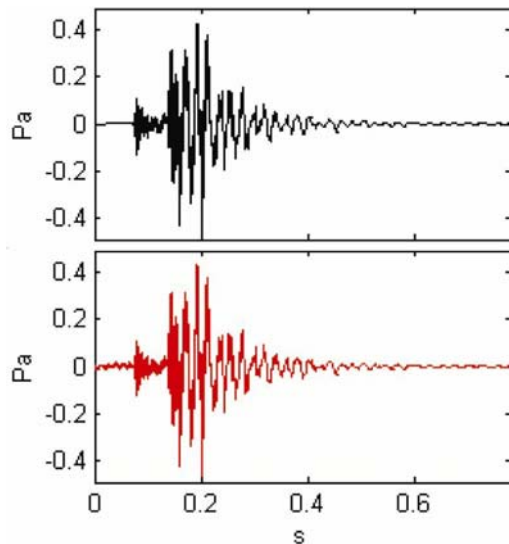


Fig. 6. Noise of door bang in a room. Top: use of true room transfer function. Bottom: use of transfer function smoothed in 5Hz bands.

It has been found that reasonable simplifications in the transfer function of the noise propagation path, imposed by the smoothing, affect the synthesis to a very small extent. On the contrary, simplifications in source characteristics usually give poor results.

6 CONCLUSIONS

The synthesis of noise generated by mechanical objects like machines, vehicles, equipment etc. can be achieved using a sub-structuring approach in frequency domain. The object is modelled as a set of sources and transmission paths, each of which is characterised independently. The characterisation is done either by measurements or by computation. The final noise synthesis is done on a computer, by applying the mechanical continuity conditions at the interfaces between different sources and transmission paths.

The approach looks feasible from a scientific point of view. It should be further elaborated in order to reach the level of industrial applicability.

REFERENCES

- [1] Hurty W. C.: *Dynamic analysis of structural systems using component modes*, AIAA Journal, 3, 678-685 (1965).
- [2] Craig Jr R. R., Bampton M. C. C.: *Coupling of substructures for dynamic analysis*, AIAA Journal, 6, 1313-1319 (1968).
- [3] Berman A.: *Vibration analysis of structural systems using virtual substructures*, Shock and Vibration Bulletin, 43, 13-22 (1973).
- [4] Hale A. L., Meirovitch L.: "A general substructure synthesis method for the dynamic simulation of complex structures", Journal of Sound and Vibration, 69, 309-326 (1980).
- [5] T. Ten Wolde: "On the validity and application of reciprocity in acoustical, mechanoacoustical and other dynamical systems", Acustica, 28, 23-32 (1973).
- [6] Fahy F. J.: "Vibro-acoustic reciprocity principle and applications to noise control", Acustica, 81, 544-558 (1995).
- [7] Cremer L.: "Synthesis of the sound field of an arbitrary rigid radiator in air with arbitrary particle velocity distribution by means of spherical sound fields", Acustica, 55, 44-47 (1984). (in German)
- [8] Koopmann G., Song L., Fahline J. B.: "A method for computing acoustic fields based on the principle of wave superposition", Journal of the Acoustical Society of America, 88, 2433-2438 (1989).
- [9] Ochmann M.: "Multiple radiator synthesis – an effective method for calculating the radiated sound field of vibrating structures of arbitrary source configuration", Acustica, 72, 233-246 (1990). (in German).
- [10] Yu. I. Bobrovnikskii, T. M. Tomilina: "Calculation of radiation from finite elastic bodies by method of equivalent sources", Soviet Physics Acoustics 36 (1990) 334-338.
- [11] Yu. I. Bobrovnikskii, K. I. Mal'tsev, N. M. Ostapishin, S. N. Panov: "Acoustical model of a machine", Soviet Physics Acoustics, 37, 570-574 (1991).
- [12] G. Pavić: "An engineering technique for the computation of sound radiation by vibrating bodies using substitute sources", Acta Acustica, 91, 1-16, (2005).
- [13] A. T. Moorhouse, G. Seiffert: "Characterisation of an airborne sound source for use in a virtual acoustic prototype", Journal of Sound and Vibration, 296, 334-352 (2006).
- [14] Yu. I. Bobrovnikskii, G. Pavić: "Modelling and characterization of airborne noise sources", Journal of Sound and Vibration, 261, 527-555 (2003).
- [15] Yu. I. Bobrovnikskii: "A theorem on the representation of the field of forced vibrations of a composite elastic system", Acoustical Physics 47, 409-411 (2001).
- [16] M. Ouisse, L. Maxit, C. Cacciolati, J. L. Guyader: "Patch transfer functions as a tool to couple linear acoustics problems", Journal of Vibration and Acoustics 127, 458-466 (2005).
- [17] G. Pavić, N. Totaro: "Noise source characterisation using patch impedance technique", Proceedings of Euronoise 2008.
- [18] F. A. Firestone: "The mobility method of computing the vibration of linear mechanical and acoustical systems: mechanical-electrical analogies", Journal of Applied Physics, 9, 373-387 (1938).
- [19] J. O'Hara: "Mechanical impedance and mobility concepts", Journal of the Acoustical Society of America, 41, 1180-1184 (1967).

- [20] T. Ten Wolde, G. Gadefelt: "Development of standard measurement methods for structureborne sound emission", *Noise Control Engineering Journal* 28, 5-14 (1987).
- [21] J. M. Mondot, B. A. T. Petersson: "Characterization of structure-borne sound sources: The source descriptor and the coupling function" *Journal of Sound and Vibration*, 114, 507-518 (1987).
- [22] B. A. T. Petersson, B. M. Gibbs: "Use of the source descriptor concept in studies of multipoint and multi-directional vibrational sources", *Journal of Sound and Vibration*, 168, 157-176 (1993).
- [23] S. Jianxin, A. T. Moorhouse, B. M. Gibbs: "Towards a practical characterization for structureborne sound sources based on mobility techniques", *Journal of Sound and Vibration*, 185, 737-741 (1995).
- [24] M. H. A. Janssens, J. W. Verheij: "A pseudoforces methodology to be used in characterization of structure-borne sound sources", *Applied Acoustics*, 61, 285-308 (2000).
- [25] B. A. T. Petersson, B. M. Gibbs: "Towards a structure-borne sound source characterization", *Applied Acoustics*, 61, 325-343 (2000).
- [26] A. T. Moorhouse: "On the characteristic power of structure-borne sound sources", *Journal of Sound and Vibration*, 248, 441-459 (2001).
- [27] G. Pavić, A. Elliott: "Characterisation of structure-borne sound in situ", *Proceedings of Euronoise 2006* (2006).
- [28] A. Elliot, A. T. Moorhouse, G. Pavić: "Characterization of a structureborne sound source using independent and in situ measurement," *Proceeding of International Congress on Acoustics* (2007).
- [29] M. L. Kathuriya, M. L. Munjal: "A method for the experimental evaluation of the acoustic characteristics of an engine exhaust system in the presence of mean flow". *Journal of the Acoustical Society of America*, 60, 745-751, (1976).
- [30] M. G. Prasad, M. J. Crocker: "Acoustical source characterization studies on a multicylinder engine exhaust system", *Journal of Sound and Vibration*, 90, 479-490, (1983).
- [31] D. F. Ross, M. J. Crocker: "Measurement of the acoustical internal impedance of an internal combustion engine", *Journal of the Acoustical Society of America*, 74, 18-27, (1983).
- [32] H. S. Alves, A. G. Doige: "A three-load method for noise source characterization in ducts". *Proceedings of NOISE-CON 87*, 329-334, (1987).
- [33] M. G. Prasad: "A four load method for evaluation of acoustical source impedance in a duct", *Journal of Sound and Vibration*, 114, 347-356 (1987).
- [34] H. Bodén: "The multiple load method for measuring the source characteristics of timevariant sources", *Journal of Sound and Vibration*, 148, 437-453 (1991).
- [35] H. Bodén: "On multi-load methods for measuring the source data of acoustic one-port sources", *Journal of Sound and Vibration*, 180, 725-743, (1995).
- [36] L. Desmons, J. Hardy, Y. Auregan: "Determination of the acoustical source characteristics of an internal combustion engine by using several calibrated loads", *Journal of Sound and Vibration*, 179, 869-878, (1995).
- [37] P. O. A. L. Davies, K. R. Holland: *I.C. engine intake and exhaust noise assessment*, *Journal of Sound and Vibration*, 223, 425-444, (1999).
- [38] S.-H. Jang, J.-G. Ih: "Refined multiloading method for measuring acoustical source characteristics of an intake or exhaust system", *Journal of the Acoustical Society of America*, 107, 3217-3225 (2000).
- [39] R. Boonen, P. Sas: "Determination of the acoustical impedance of an internal combustion engine exhaust", *Proceedings of ISMA 2002*, 5, 1939-1946, (2002).
- [40] H. Bodén, F. Albertson: "Application of the multiple load method for non-linear sources", *Proceedings of 7th ICSV*, (2000).
- [41] S. H. Jang, J.-G. Ih: "A measurement method for the nonlinear time-variant source characteristics of intake and exhaust systems in fluid machines". *Proceedings of 10th ICSV*, (2003).
- [42] H. Rämmäl, H. Bodén: "Modified multi-load method for non-linear sources", *Journal of Sound and Vibration*, 299, 1094-1113, (2007).
- [43] J. Lavrentjev, M. Åbom, H. Bodén: "A measurement method for determining the source data of acoustic two-port sources". *Journal of Sound and Vibration*, 183, 517-531, (1995).
- [44] J. Lavrentjev, M. Åbom: "Characterisation of fluid machines as acoustic multi-port sources". *Journal of Sound and Vibration*, 179, 1-16, (1996).
- [45] A. T. Moorhouse, P. O. Berglund, F. Fournier, T. Avikainen: "Fan characterisation techniques", *Proceedings of Fan Noise 2003*, (2003).
- [46] L. Gavri, M. Darpas: "Sound power of hermetic compressors using vibration measurements", *Proceedings of the 2002 International Compressor Engineering Conference*, 499-506 (2002).
- [47] M. S. Kompella, B. J. Bernhard: "Variation of structural-acoustic characteristics of automotive vehicles", *Noise Control Engineering Journal*, 44, 93-99 (1996).

ON THE DETECTION OF DISTRIBUTED ROUGHNESS ON BALL BEARINGS VIA STATOR CURRENT ENERGY: EXPERIMENTAL RESULTS

Giuseppe CURCURÙ¹, Marco COCCONCELLI², Fabio IMMOVILLI², Riccardo RUBINI²

¹ DTMPIG, University of Palermo, Palermo, Italy, g.curcuru@unipa.it

² DISMI, University of Modena and Reggio Emilia, Reggio Emilia, Italy,

marco.cocconcelli@unimore.it, fabio.immovilli@unimore.it, riccardo.rubini@unimore.it

Summary

This paper deals with the detection of distributed roughness on ball-bearings mounted on electric motors. Most of the literature techniques focus on the early detection of localized faults on bearing (e.g. on the outer ring) in order to determine the bearing life and to plan the bearing replacing. Localized faults can be detected because they have characteristic signatures which is revealed in the frequency spectrum of the vibration signal acquired by an external sensor, e.g. accelerometer. Unfortunately other faults exist which do not have a characteristic signatures and then they could not be foreseen accurately: e.g. the distributed roughness. In this paper the motor stator current energy is proposed as a fault indicator to identify the presence of the distributed roughness on the bearing. Moreover an orthogonal experiment is set to analyse, through a General Linear Model (GLM), the dependencies of the current energy to the roughness level, and two environmental conditions: the motor velocity and the loads applied externally. ANOVA investigates the statistical significance of the considered factors.

Keywords: bearing diagnostics, distributed roughness, ANOVA, GLM, induction motor.

1. INTRODUCTION

Rotating bearings are very important component in many industrial machines. Their failure can reduce drastically the system reliability producing heavy economic losses. With the development of modern sensor-driven systems, the monitoring of such critical components became possible. This gives the possibility to follow the evolution of the wear processes in real time.

We know from literature that bearing failures can be revealed by machine vibrations [1]. Spectral analysis is the most used methodology. It makes possible the identification of localized faults (inner race, outer race, balls, cage faults) by their characteristic faults frequencies [2].

Predictive models for the monitoring of localized faults have been produced [3]. More recently emphasis has been given to diagnostic via stator current [4, 5, 6, 7, 8]. The identification of localized faults by stator current analysis presents many practical and economical advantages (e.g. it is not necessary to use external sensors).

Another emerging research interest is the generalized (not-localized) roughness [4, 9].

This is mainly generated in the industrial environments, for example: contaminations, lack or loss of lubrication, corrosion due to water or acids, dust, humidity, etc.

It is particularly difficult to identify this kind of faults by standard/established vibration or stator current analysis, because, generally, there are no characteristic fault frequencies at all. This has been verified in many research publications [4, 5].

In [10] the mechanism of propagation of bearing vibrations to stator current signals via torque fluctuations has been investigated.

In [5, 11] new methodologies were proposed for the identification of generalized roughness faults, respectively employing mean spectrum deviation (MSD) and spectral kurtosis energy (E_{SK}).

In this paper we present the main results of our study on simulated generalized roughness on the bearing rolling elements. In the present work we have hypothesized, using a General Linear Model, an interpretative model of the degradation stochastic process without considering the vibration of the machine, but only involving the stator current energy.

The paper is organized as follows. Chapter two introduces the experimental plan and the used machine. In chapter three we propose the data analysis and the interpretative model. The conclusions and the presentation of next research steps close the paper.

2. EXPERIMENTAL PLAN

The experimental plan is set to analyse dependencies of the stator current energy to the main parameter of interest, which is the roughness level of the spheres surface of the bearing, and two other environmental conditions: the angular velocity of the motor and the external radial load applied to the bearing.

A test-rig is available which is composed by: an induction machine on whose shaft is mounted the bearing under test, a mechanical system which externally loads the bearing and digital data

acquisition system that records the significant signals (vibration, current, etc.) characteristics.

The motor employed in the experiments is a 1.1 kW three phase induction machine with $V_{rms}=380V$, $N_b=28$ rotor bars, $P=2$ poles pair. Rated slip and frequency are $s_r=7\%$ and $f_r=50Hz$.

The ball-bearing under test is mounted on the shaft of the motor and it is externally loaded due to 8 identical springs working in parallel (Clamped between two parallel plates). The elastic coefficient of each spring is $K_e=5.405$ N/mm. As a consequence of working in parallel, all springs are equivalent to a single spring with an equivalent elastic coefficient $K_{e_{eq}}=43.24N/mm$. The load is transferred to the ball-bearing through an apposite seat in order to distribute it along half part of the bearing. The given load is measured through the distance of separation of the two plates with respect to their unloaded configuration.

The bearing chosen for the test is a SKF 1205 ETN9 double crown self-aligning ball bearing with plastic cage. It was chosen in order to realize a quick and reliable disassembly to completely access each component. The bearing parameters, taken from the datasheet, are: outside diameter 52 mm, inside diameter 25 mm, 2 races on the inner ring with 13 balls for each race (26 balls total), $D_c = 39.06$ mm, $D_b = 7.45$ mm, $\cos \beta = 1$, $\beta = 0$ rad.

The ball contact angle β is estimated to be 0 because of the self-alignment characteristic of the bearing.

Each test of the experimental plan is performed on a batch of five bearing to increase the statistical meaning of the results. The different levels of each experimental factor are chosen according to Table 1, where the capital letter between parenthesis will be used to point each factor.

2.1. Roughness level (R#)

In order to simulate a distributed roughness on the bearing surface, each bearing is disassembled and the spheres cleaned from the lubricating oil. Only the spheres are then dipped into a concentrated solution of ferric chloride ($FeCl_3$) salt for a given time. In particular four different roughness levels are considered:

- level R1: new spheres.
- level R2: one hour immersion in ferric chloride.
- level R3: two hours immersion in ferric chloride.
- level R4: three hours immersion in ferric chloride.

2.2. External load level (L#)

Four different radial load conditions are considered. The load is set by the compression of the eight springs between two plates and their displacement is measured with a Mitutoyo[®] digital caliper. The four load steps used in the tests, together with the corresponding displacements are:

- level L1: unloaded case. Springs not compressed.
- level L2: applied force of 411.84 N due to springs compression of 10mm.

- level L3: applied force of 844.64 N due to springs compression of 20mm.
- level L4: applied force of 1277.4 N due to springs compression of 30mm.

2.3. Motor angular velocity level (W#)

Three different velocities are chosen:

- level W1: 300 rpm (rotational frequency: 5 Hz)
- level W2: 900 rpm (rotational frequency: 15 Hz)
- level W3: 1500 rpm (rotational frequency: 25 Hz)

Table 1. Experimental factors levels summary

Level #	Experimental factor		
	Roughness [R#]	Load [L#]	Velocity [W#]
1	0 hours	0 N	5 Hz
2	1 hours	411.84 N	15 Hz
3	2 hours	844.64 N	25 Hz
4	3 hours	1277.4 N	

2.4. Acquisition system

An amperometer clamp placed on power cable of the motor is used to acquire the current data, which is sampled at 20 kHz by dSpace[®] 12 bit acquisition system for a period of 10 seconds. The current energy is calculated in Matlab[®] as the integration of the amplitude square value of the Fast Fourier Transform of the current signal as in Equation (1).

$$E_{cur} = \int_{-\infty}^{+\infty} |i(t)|^2 dt \quad (1)$$

The test is carried out as follow: all the bearing in the given test batch are opened and all their spheres are cleaned and degreased from the protective oil. Then the spheres of each bearing are etched using fresh solution, afterwards each bearing is reassembled and mounted on the motor shaft. The induction motor used during test was ran unloaded, e.g. was not connected to a brake or other type of load. For each radial load level the current signal is acquired at the different prescribed rotating speed. After these tests the bearing is disassembled and the next one is put under test and so on until the end of the experimental plan.

The total amount of tests is:

$$5 [\text{replications}] \times 4 [\text{roughness levels}] \times 4 [\text{load levels}] \times 3 [\text{velocity levels}] = 240 \text{ tests.}$$

Figures 1–3 show the current energy level calculated for each test is reported with respect to a specific characteristic. Figure 1 in particular shows the influence of load levels, Figure 2 and Figure 3 respectively present the roughness levels and the velocity levels.

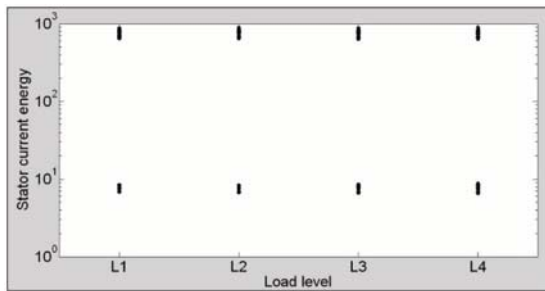


Fig. 1. Current energy [Joules] vs. load level

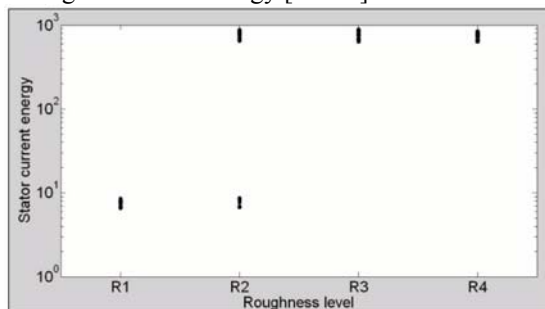


Fig. 2. Current energy [Joules] vs. roughness level

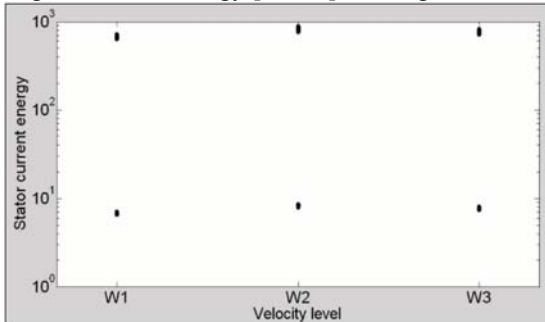


Fig. 3. Current energy [Joules] vs. velocity level

3. ANALYSIS OF THE EXPERIMENT

As outlined in the introduction, the presence of a distributed fault is characterized by the absence of characteristic fault frequencies both in the vibration and in the current spectra.

Nevertheless, looking at the current spectra obtained in the different simulated roughness levels, it is possible to appreciate a significant difference in the amplitude of the spectral lines.

The spectra reported – Figures 4-8 – below are referred to specific operational conditions and to the first two simulated roughness levels (R1, R2) in the frequency band [0,300]Hz.

Varying the operational conditions, both the shape of the spectra and their frequency content heavily change. In general it is possible to observe an increase in all components and even new spectral lines related to the different speeds. Nevertheless, in any operational condition, the spectra representing the four roughness levels (R1 – R4) are distinguishable. For this peculiarity we have chosen the absorbed stator current energy – during the 10 seconds of acquisition time – to characterize each roughness level in each operational condition.

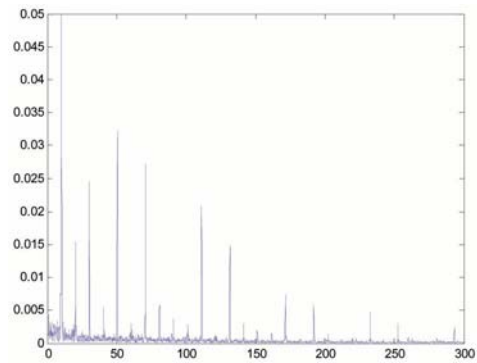


Fig. 4. Current spectrum for R1-L1-W1 test

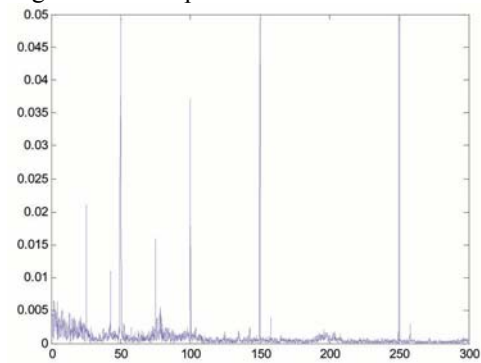


Fig. 5. Current spectrum for R1-L4-W3 test

In fact, changes in the current spectra (broadband changes, new spectral lines, increase of amplitudes, etc.) inevitably express a different energetic content. After calculating the energies at the different operational conditions, a statistical analysis of the data was produced.

We have considered the General Linear Model (GLM) to express energy Y as a linear combination of the three considered factors – roughness, speed, load – and, if possible, of the crossed factors.

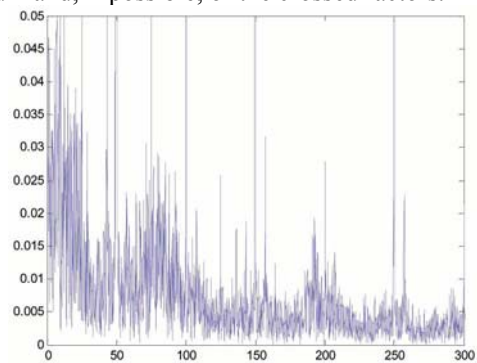


Fig. 6. Current spectrum for R2-L4-W3 test

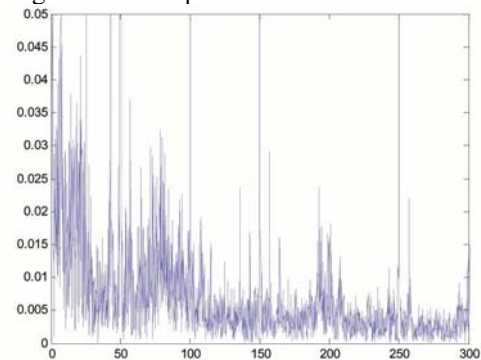


Fig. 7. Current spectrum for R3-L4-W3 test

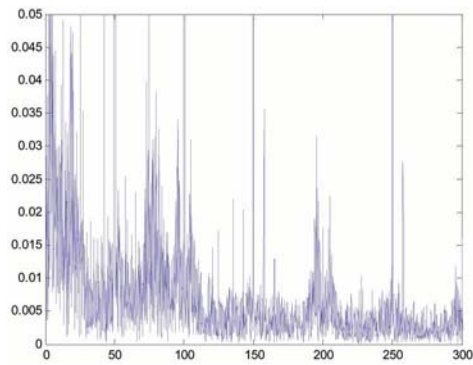


Fig. 8. Current spectrum for R4-L4-W3 test

A new experimental factor was added to the first three ones introduced before. This was the block factor *bearing* nested into the factor roughness. In fact, even if every bearing has the same nominal roughness level (the immersion time in the ferricchloride solution is the same for each bearing for each considered roughness level), it will inevitably exhibit a different effective roughness level. For this reason, trials cannot be considered as replications.

The following model was suggested:

$$Y_{ijklm} = \mu + \alpha_i + \beta_j + \gamma_k + \delta_{lk} + \alpha_i\beta_j + \alpha_i\gamma_k + \beta_i\gamma_k + \alpha_i\beta_j\gamma_k + \varepsilon_m \quad (2)$$

Where:

μ – is the general mean of the energies Y ;

$\alpha_i, \beta_j, \gamma_k$, - are the principal effects of factors: speed, load and roughness.

The remaining two and three factors terms are representative of the interactions among the three factors;

δ_{lk} is the block factor bearing nested into factor roughness. Considered that the model is not deterministic, an error term ε_m was introduced. For this variable we made these assumptions: independence, normality and homogeneity of variance.

Using MINITAB[®], the original data Y s have been analyzed. The analysis of residuals was made to verify the hypotheses of normality and homogeneity of variance.

The normal probability plot of the residuals is shown in Figure 9. For the original data, we obtained not normalized residuals because points are not sufficiently aligned along the blue line.

Not considering the outliers, the normal plot looks like a sigmoid. This shape is typical for those phenomena that exhibit a multiplicative behaviour and not an additive one.

This implies that the random variable must be lognormal.

Making a logarithmic transformation of the original data, GLM was applied to these transformed data. Therefore, the new variable is $\log(Y)$ where Y is the stator current energy.

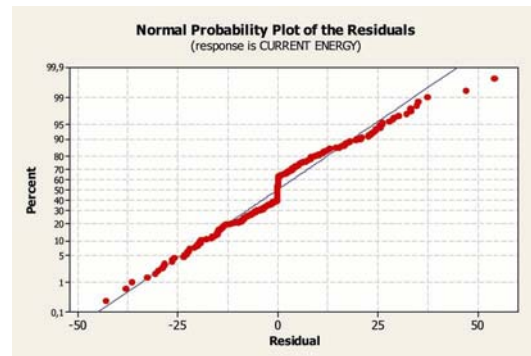


Fig. 9. Normal plot of the residuals for the original data (stator current energy)

The analysis of residuals for the transformed variable shows a rectification of the residuals' normal plot and evidences, at the same time, the presence of some outliers (beyond $\pm 3\sigma$), as shown in Figure 10.

The analysis of variance (ANOVA) technique provides a statistical procedure to evaluate the contribution of the involved factors and their interactions to the variability in the response variable $\log(Y)$.

The ANOVA for the our data is reported in Table 2.

The ANOVA is used to test the significance of regression.

The F column of Table 2 shows both the results of the F-test on the factors and their interactions. The greater the F value, the more significant is the factor. This means that the *null hypothesis* is rejected. In this case the p-value is less than the threshold, that we set equal to 0,05.

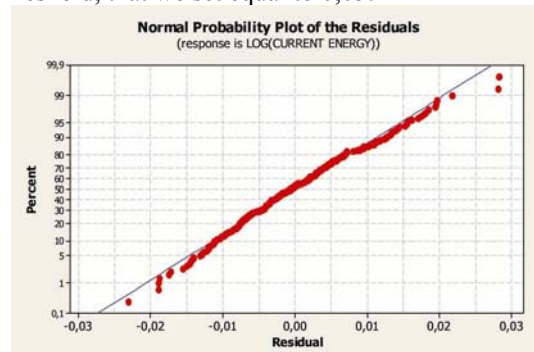


Fig. 10. Normal plot of the residuals for the data logarithmic value (stator current energy)

Table 2. ANOVA of the initial model

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
R	3	205,8647	189,9579	63,3193	715046,27	0,0000
L	3	0,0104	0,0023	0,0008	8,52	0,0000
W	2	0,3536	0,3389	0,1694	1913,34	0,0000
R*L	9	0,0025	0,0021	0,0002	2,67	0,0060
R*W	6	0,0009	0,0009	0,0002	1,70	0,1220
L*W	6	0,0010	0,0010	0,0002	1,86	0,0890
R*L*W	18	0,0007	0,0007	0,0000	0,43	0,9810
bearing(R)	16	0,0099	0,0099	0,0006	6,97	0,0000
Error	214	0,0190	0,0190	0,0001		
Total	277	206,2627				

Table 3. ANOVA of the simplified model

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
R	3	205,865	197,7228	65,908	745538,16	0,0000
L	3	0,0104	0,0023	0,0008	8,49	0,0000
W	2	0,3536	0,3532	0,1766	1997,69	0,0000
R*L	9	0,0025	0,0026	0,0003	3,21	0,0001
bearing(R)	16	0,0099	0,0099	0,0006	6,97	0,0000
Error	214	0,0216	0,0216	0,0001		
Total	277	206,263				

The interactions R*W, L*W, R*L*W in Table 2 are not statistically significant. Table 3 shows the ANOVA for the final model, where these interactions were eliminated.

ANOVA suggests the importance of speed, load and, most of all, of roughness. The only significant interaction is that between load and roughness.

The block factor *bearing* nested into the factor roughness must be considered as a technological factor and it can be omitted from a possible predictive model.

In conclusion the results of the experimental plan proves that interaction model in the equation (2) has to be changed and the new model is reported in equation (3).

$$Y_{ijkm} = \mu + \alpha_i + \beta_j + \gamma_k + \beta_i \gamma_k + \epsilon_m \quad (3)$$

4. CONCLUSIONS

In this paper the use of the stator current energy as an indicator of the presence of distributed faults on ball-bearing has been investigated.

An experimental plan is set up to analyse the dependencies of the current energy both to bearing roughness level and to environmental conditions.

Two factors are considered as environmental conditions: the motor velocity and the radial load applied externally to the bearing.

The obtained interpretative model proves that it is possible to employ the stator current energy to monitor the degradation level of bearings once the operational conditions are known.

Future research activities are focused on:

- 1) identification of a quantitative/predictive model by building an adequate experimental design, in which stator current energy can be expressed as a linear combination of the experimental factors with numeric coefficients;
- 2) trying to extract from the stator current spectra new parameters mostly influenced by the roughness level and less dependent from the operational conditions.

5. ACKNOWLEDGMENT

The authors acknowledge Prof. Alberto Lombardo (University of Palermo) for his help and invaluable suggestions.

6. REFERENCES

- [1] Jayaswal P., Wadhvani A. K., Mulchandani K. B.: *Machine Fault Signature Analysis*, Int. J. Rot. Mach. (2008).
- [2] Kamarainen J. I., Lindh T., Ahola J., Kalviainen H., Partanen J.: *Diagnosis Tool for Motor Condition Monitoring*, IEEE Trans. Ind. Appl. 41 (2005) 963–971.
- [3] Harris T. A.: *Rolling Bearing Analysis*, John Wiley and Sons, New York, 2001.
- [4] Stack J., Habetler G., Harley G.: *Fault Classification and Fault Signature Production for Rolling Element Bearings in Electric Machines*, IEEE Trans. Ind. Appl. 40 (2004) 735–739.
- [5] Stack J., Habetler G., Harley G.: *Bearing Fault Detection via Autoregressive Stator Current Modelling*, IEEE Trans. Ind. Appl. 40 (2004) 740–747.
- [6] Zhou W., Habetler T., Harley R. G.: *Stator Current-Based Bearing Fault Detection Techniques: A General review*, Proceedings of IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives SDEMPED 2007, IEEE, Cracow, Poland, 2007, pp. 7–10.
- [7] Blödt M., Raison B., Rostaing G., Granjon P.: *Models for Bearing Damage Detection in Induction Motors Using Stator Current Monitoring*, IEEE Trans. on Ind. Electr., 55(2008) 1813–1822.
- [8] Bellini A., Franceschini G., Tassoni C.: *Monitoring of induction Machines by maximum covariance method for frequency tracking*, IEEE Trans. Ind. Appl. 42 (2006) 69–78.
- [9] Elfeky A., Masoud M., Arabawy I.: *Fault Signature Production for Rolling Element Bearings in Induction Motor*, Proceedings of Compatibility in Power Electronics CPE '07, IEEE, Gdańsk, Poland, 2007, pp. 1–5.
- [10] Bellini A., Immovilli F., Rubini R. and Tassoni C.: *Diagnosis of bearing faults of induction machines by vibration or current signals: A critical comparison*, Proceedings of Annual Meeting of Industry Applications Society IAS '08, IEEE, Edmonton, Canada, 2008.
- [11] Bellini A., Cocconcelli M., Immovilli F. and Rubini R.: *Diagnosis of mechanical faults by Spectral Kurtosis Energy*, Proceedings of Annual Conference of Industrial Electronics Society IECON'08, IEEE, Orlando, USA, 2008.

HYBRID DRIVE VIBRATION SOURCES ANALYSIS

Peter DROPPA, Mário ŠTIAVNICKÝ, Štěpán PAVLOV

The Academy of the Armed Forces of General M. R. Štefánik Liptovský Mikuláš, Department of Mechanical Engineering, P. O. Box 45/KtS, 031 01 Liptovský Mikuláš, e-mail: pdroppa@aoslm.sk, tel.: 00421 960 423361, e-mail: stiavnicky@aoslm.sk, tel.: 00421 960 423361, e-mail: pavlov@aoslm.sk, tel.: 00421 960 423001

Summary

The paper is an introductory session dedicated to the sources of vibrations in a hybrid drive, which is meant to propel special tracked vehicle. The analysis was performed according to stand test results of a hybrid drive. It is aimed on individual modes of operation and modes ensuing from cooperation of diesel drive and electric drive.

Keywords: hybrid drive, diesel drive, gas engine, electric drive, vehicle, oscillations, vibrations, shocks.

1. INTRODUCTION

Vibrations (oscillations, shocks) are important qualifiers of technical condition of machines, or machine systems, its workload and functionality. This fact is rather often used for monitoring of technical condition of machines and its diagnostics. The simplest form lies in broadband **measurement of overall vibratory effects**, whether it is in a defined band according to valid rules or according to manufacturer's recommendation for the particular machine pieces. More knowledge is possible to be obtained on the basis of **frequency analysis**. More complex methods and equipment is necessary to **obtain characteristic frequency spectrum** of machine vibrations. The measurements are proceeded systematically, targeted, generally on a machine in perfect technical conditions with more repetitions as time goes with period recommended for particular machine and type of operation. As a machine is wearing out and the conditions are worse, the characteristic frequency spectrum is gradually changing, i.e. foremost its components related to individual machine parts (gear wheels, shafts, bearings, rotors, flywheels, joints etc.). Based on the monitoring and analysis of these spectra changes it is possible to efficiently diagnose, detect, identify, localize eventually prognose emergent failure without disassembly.

It is better to transform the obtained oscillation time history into frequency field, which means to arrange oscillations by its components. This application is called frequency analysis and a band limit spectrum or (as in our case) Fast Fourier Transform (FFT) is used to accomplish this task.

The basic equation describing the process of vibrations is given by:

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = R(t). \quad (1)$$

where \ddot{U} is the vector of acceleration of the mass and \dot{U} is the vector of measuring point's velocity, U is the vector of displacement of the structure and $R(t)$ is time-dependent load function. M is the mass

matrix, C is the damping matrix and K is the stiffness matrix. The equation is valid for any point on the measured structure but mostly the center of gravity is examined and other relevant points on the moving parts of the construction.

1.1. Evaluation of Oscillations

This is all about determining an effective velocity of oscillations in the frequency band 1 – 1600 Hz and afterwards comparing it with standard specification or with boundary values given by the manufacturer of the machine [1] (Fig. 1).

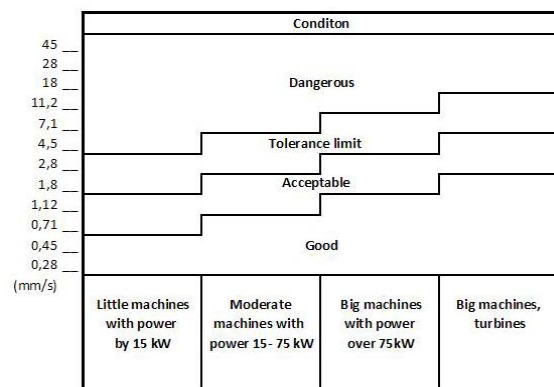


Fig. 1. Values of velocity oscillations

The operating diagnostic of the technical condition of an engine on the basis of vibrations can be divided into:

- The method using spectra with constant relative width of bands CPB (Fig. 2),
- The method using the FFT (Fig. 3).

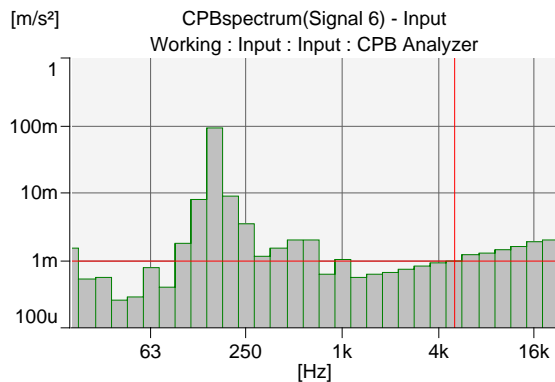


Fig. 2. CPB spectrum

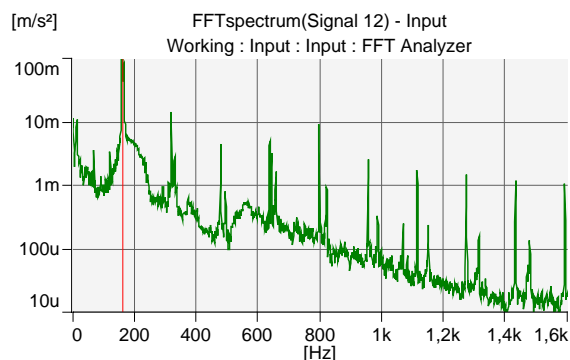


Fig. 3. FFT spectrum

It is a simple, quick and cheap method, which of course gives credit whether the machine has failed or not. It is not giving accurate position of the damage and that is why it is necessary to attach an individual machine part to particular frequency components, which in some cases turn out to be excessively difficult (Fig. 4).

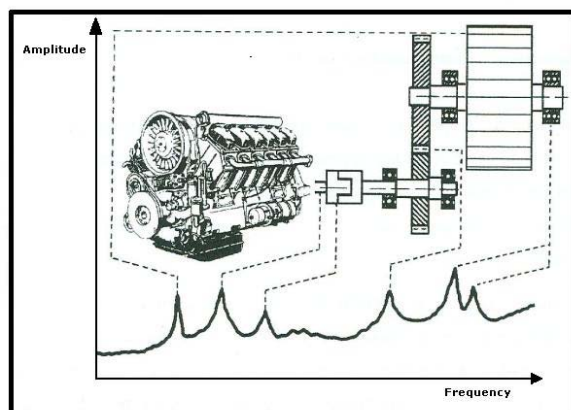


Fig. 4. Particular frequencies

The spectral analysis of vibrations enables detection of the following faults, even without disassembly:

- shaft eccentricity,
- non-axiality of shafts,
- shafts bend,
- imbalance of rotating parts,
- condition of gearing.

2. THE ANALYSIS OF OSCILLATIONS OF HYBRID DRIVE

The operation mode of hybrid drive of a vehicle (Fig. 5) is chosen by driver according to drive conditions and need of the performance of the vehicle. Analyzed hybrid drive is specified for special tracked vehicle (Fig. 6) [2], [3].

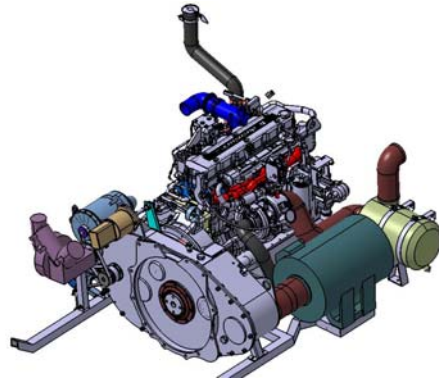


Fig. 5. Hybrid drive system – view from the side of the gearbox

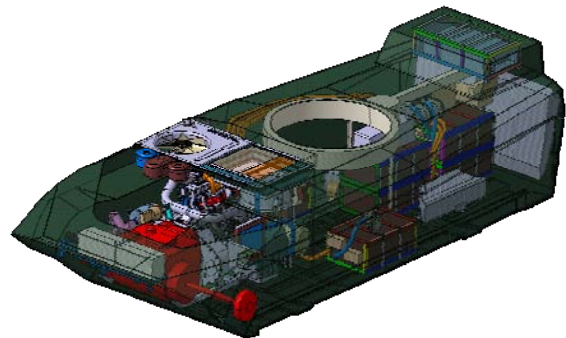


Fig. 6. Hybrid drive system – position in a vehicle

The driving system is able to support following modes of operation:

- mode „DIESEL“,
- mode „ELECTRIC MOTOR“,
- mode „HYBRID“.

Besides of these basic operation modes are also important so called transition modes and battery charging, including:

- accelerating period of vehicle,
- coupling of couplings by transition to hybrid drive,
- decoupling of couplings by transition to diesel or electric drive,
- batteries charging (electric motor withdraws power from diesel engine).

2.1. Hybrid drive oscillations measurement

The measurements were performed with PULSE system, which we are using on our workplace. The manufacturer of the diagnostic system is Danish – Germany firm Brüel & Kjaer [6]. The values

measured were exported into MS OFFICE application, where they were handled and its time history graphically modeled.

The transferability of the system allows us to setup PULSE system according to our needs on hardware and software and in any case a possibility of upgrade. Big advantage is availability of multi-analysis, where PULSE system performs multiple analyses in real time, for example parallel CPB and FFT analysis etc. [4], [5].

In Fig. 7 - 13 is shown dependency of velocity on frequency along individual axes for hybrid drive. The sensor was positioned on a cover of coupling gearbox and the measurements were performed on a test stand, where the operational conditions of a tracked vehicle were simulated.

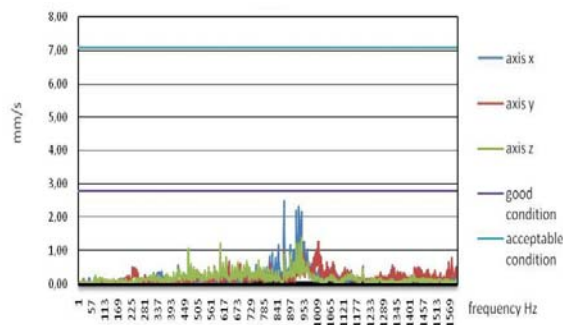


Fig. 7. Speed up of the vehicle

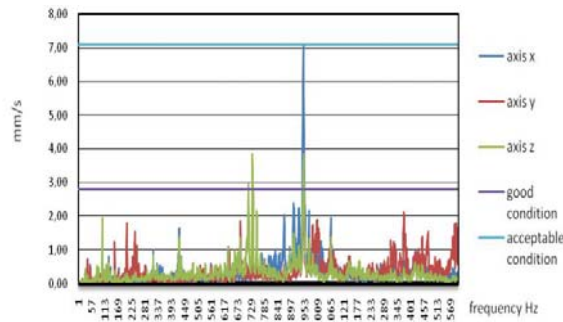


Fig. 8. Coupling the gas engine

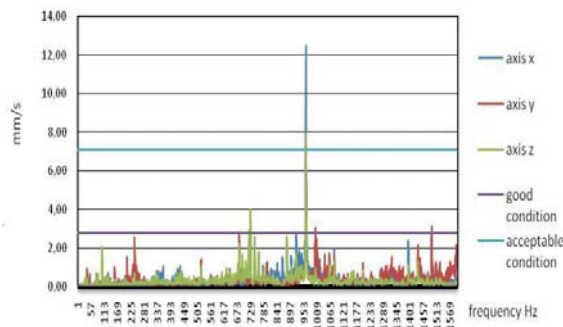


Fig. 9. Batteries charging

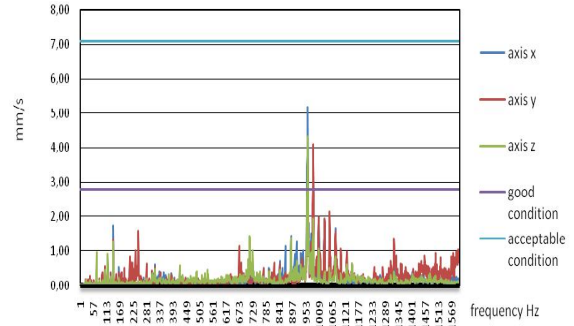


Fig. 10. Decoupling the gas engine

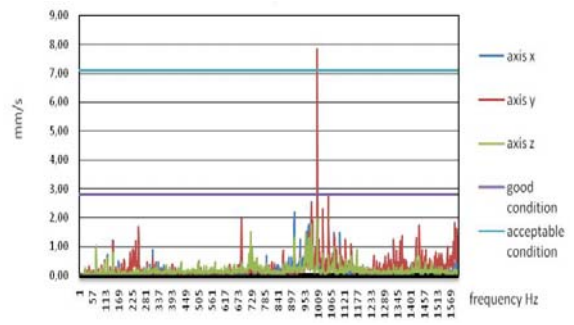


Fig. 11. Diesel mode – propelled by gas engine

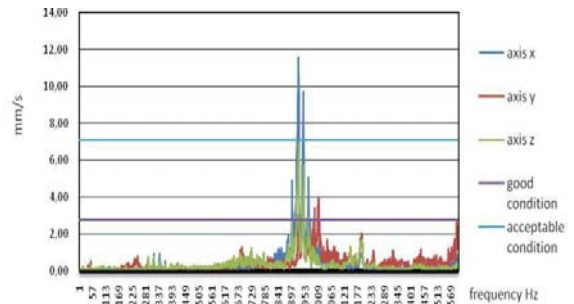


Fig. 12. Coupling the diesel drive with electric drive

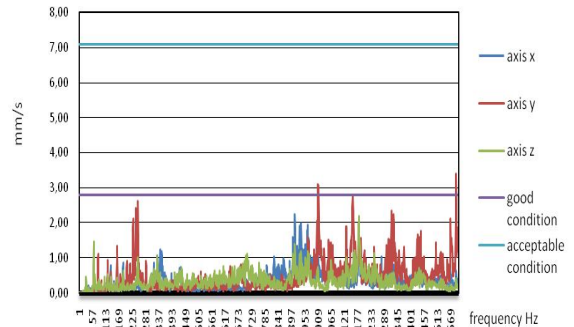


Fig. 13. Hybrid mode drive – (diesel + electric drive)

2.2. Evaluations of measurements

Based on performed measurements and its graphical evaluation it is safe to state that:

- the electric drive mode and hybrid drive mode shows low values of oscillation velocity – it did not overlap values given by mechanical constructions in the category (specific for relatively light operation),

- higher values of velocity manifest in modes of coupling and decoupling of the gas engine drive, where the velocities are in acceptable intervals or they do not significantly overlap them,
- the highest values of velocity are represented by coupling of the diesel drive with electric drive, where the velocities overlap recommended values and this can have unfavorable influence on the reliability and lasting of the drive mechanism and its components.

3. CONCLUSIONS

Analysis of vibrations of hybrid drive is based on measurement results of characteristic parameters of vibrations. Possible detection of system failure is through comparison of overall level of vibrations with standard apriority attached criterions. Disadvantage of the method lies in inability to catch nucleating failures which emits signals of very short time intervals and that is why it is not shown in overall level of vibrations. In the same manner the overall noise level do not recover information about failure localization.

It is necessary to note that our task does not end by these measurements and it is necessary to repeat these measurements after the hybrid drive unit is mounted into real vehicle. Afterwards evaluate and compare with the analysis performed on the test stand.

REFERENCES

- [1] STODOLA J.: *Vibrace a jejich využití v technické diagnostice strojů*. Brno 2003.
- [2] FERENCEY V. – DROPPA P. - et al.: *Modes of operation of hybrid drive*. In: *Armament and technique in ground forces 2007* [elektronický zdroj]: 13. International scientific conference: Paper abstract: Liptovský Mikuláš, 27.-28. november 2007. – Liptovský Mikuláš: Academy of Armed Forces of General M.R. Štefánik, 2007. – ISBN 978-80-8040-329-4. – S. 83-91.
- [3] DROPPA P.: *Hybrid electric drives of military Vehicles*. In: *Systemy przeciwlotnicze i obrony powietrznej: CRASS 2007: VII międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna: 19-21 września 2007 r. - Olszanica: [s.n.], 2007. - ISBN 978-83-915898-3-0.-S.416-422.*
- [4] PAVLOV Š. - DROPPA, P.: *Vibroakustická diagnostika v technike* In: *Opotřebení, spolehlivost, diagnostika 2007: sborník conference: 30.-31. října 2007, Brno. - Brno: Univerzita obrany, 2007. –ISBN 978-80-7231-294-8.-S.211-216.*
- [5] *Technická diagnostika a možnosti jej využitia v mobilnej technike* / Peter Droppa, Štěpán

Pavlov, Ivan Susedík. In: *Výzbroj a technika pozemných síl 2007* [elektronický zdroj]: 13. medzinárodná vedecká konferencia: zborník príspevkov: Liptovský Mikuláš, 27.-28. november 2007. Liptovský Mikuláš: Akadémia ozbrojených síl gen. M. R. Štefánika, 2007. - ISBN 978-80-8040-329-4. - S. 76-82.

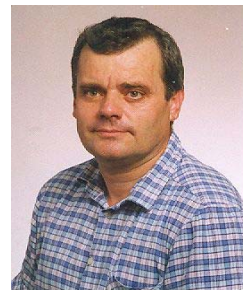
[6] <http://www.bruel.sk>



Associate Professor **Peter DROPPA** - The head of the Engine and Chassis Diagnostics Laboratory at The Department of Mechanical Engineering, the Academy of the Armed Forces of General Milan Rastislav Štefánik.



Ing. **Mário ŠTIAVNICKÝ**, Ph. D. Assistant to professor on the Academy of the Armed Forces of Gen. M. R. Štefánik, Department of Mechanical Engineering. Member of CEACM and IACM.



Ing. **Stepan PAVLOV**, the head of the Engine and Chassis Diagnostics Laboratory at The Department of Mechanical Engineering, the Academy of the Armed Forces of Milan Rastislav Štefánik.

This paper was elaborated using support from project of Academy grant agency no. 6/2007 „Analysis of vibrations and noise load of mobile technics and evaluation of materials used in the construction“.

DIAGNOSING OF SHOCK-ABSORBERS OF CAR VEHICLES AT CHANGEABLE PRESSURE IN TIRES

Rafał BURDZIK, Łukasz KONIECZNY

The Silesian University of Technology, Faculty of Transport
Kraśińskiego 8, 40-019 Katowice, Poland
rafal.burdzik@polsl.pl

Summary

Road traffic securing safety is supervising purpose in the course of all operate and service actions and in the course of exploitation of car vehicle and during their project designs and production. Consequently regulatory records of state laws order range of check action and certifying, which enable verification according to strictly definite criteria of correctness of individual operations of units of cars.

Periodic check research enables estimate of technical condition state of chosen element of vehicle. Regulatory records of state laws directions define range of executable action in the course of research. However, in practice some actions are very often neglected, which can effect diagnosis. The paper presents the results of effective diagnostic experiments, which purpose was the analysis of influence of value of pressure in tires on results of research of shock-absorbers in vehicles controls stations. It also presents chosen results of ranges of analytical experiments, which purpose was the comparison of sensitivity of chosen diagnostic estimators on changes of values of pressure in tires.

Keywords: diagnosing of shock-absorber, changeable pressure in tires, signal processing.

DIAGNOZOWANIE AMORTYZATORÓW W POJAZDACH SAMOCHODOWYCH PRZY ZMIENNYM CIŚNIENIU W OGUMIENIU

Streszczenie

Zapewnienie bezpieczeństwa ruchu drogowego jest podstawowym celem podczas obsługi, czynności naprawczych oraz podczas eksploatacji pojazdów samochodowych a także w trakcie procesów projektowania i produkcji. Odpowiednie przepisy i ustalenie prawa określają zakres czynności kontrolnych i wymagania certyfikacji, które umożliwiają weryfikację poprawności działania poszczególnych elementów i zespołów pojazdu według ściśle określonych kryteriów.

Okresowe badania kontrolne umożliwiają ocenę stanu technicznego wybranych elementów pojazdu. Odpowiednie regulacje prawne dokładnie określają zakres obowiązkowych czynności kontrolnych, jednak rzeczywistość ukazuje, że niektóre czynności są bardzo często pomijane w trakcie badań kontrolnych, co może wpływać bezpośrednio na diagnozę.

W artykule przedstawiono wyniki czynnego eksperymentu diagnostycznego, którego celem była analiza wpływu wartości ciśnienia w ogumieniu na wyniki badań amortyzatorów na stacji kontroli pojazdów. Przedstawiono także wybrane wyniki eksperymentu analitycznego, którego celem było porównanie wrażliwości diagnostycznej wybranych estymatorów na zmienne ciśnienie w ogumieniu.

Słowa kluczowe: diagnozowanie amortyzatorów, zmienne ciśnienie w ogumieniu, analiza sygnału.

1. INTRODUCTION

According to adequate regulatory records of state laws, which were analyzed in [1] vehicles technical research consist in vehicle regulatory compliance verification. Road traffic securing safety is supervising purpose in the course of all operate and service actions and in the course of exploitation of car vehicle and during their project designs and production. Consequently regulatory records of state laws order range of check action and certifying, which enable verification according to strictly

definite criteria of correctness of individual operations of units of cars [4].

The commonly used methods of shock absorber testing such as EUSAMA or BOGE facilitate the assessment of the technical condition in terms of reliability (good or bad). That is why define range of executable action in the course of research fulfillment is so important. However, in practice some actions are very often neglected, that can effect diagnosis. Authors decided to conduct effective diagnostic experiments, which purpose was the analysis of influence of value of pressure in tires on

results of research of shock-absorbers in vehicles controls stations.

Publications are known about the influence of value of pressure in tires on results of research of shock-absorbers in vehicles controls stations [2]. It was decided to conduct analytical experiments, which purpose was the comparison of sensitivity of chosen diagnostic estimators on changes of values of pressure in tires. It would be very helpful to find diagnostic estimators insensitive to changes of values of pressure in tires.

2. VIBRO-ACOUSTICS DIAGNOSTICS

Based on the analysis of the problem the acceleration signals of oscillation from those elements of the vehicle which have and which don't have suspension were chosen for the diagnostic signals.

Acoustics or vibrations signal as the results of changes which occur in technical system or associated processes is a medium of the vibro-acoustic information. As the information we understand everything what is used to get more efficient selection of leading operation to specified objective [3]. Information is related indissolubly with the signal because this signal is medium of it. It informs us about conditions, changes or process of physical or technical system taking under consideration. Vibro-acoustics signals have the biggest information's capacity which enables to observe changes in wide frequency band. That is why vibro-acoustics research methods are use in wide application in technical objects diagnostics [8, 14].

Vibro-acoustics signals analysis is very difficult. There are many methods of signals analysis. The main problem in vibro-acoustics research is difficulty of useful signal components separation from the rest of signal without any important information [5].

It is possible to consider many of measurement problems on general signal level so it is considered as the total signal in observation time. To define this kind of signals there can be used such quantities:

- amplitude domain,
- time domain,
- frequency domain.

Signal analyzed in time domain can use autocorrelation function, probability density function etc.

Spectrum of signal is signal energy distribution in frequency domain. In digital signal transformations the Fast Fourier Transform (FFT) is used [6,7]. Using FFT is well-grounded only in case of stationary signals.

In analysis of non-stationary signals random processes have fundamental meaning, in which interesting random effects can be functions of frequency and time domain. For this kind of processes the most often used analysis methods are:

- short time Fourier transform (STFT),
- continuous wavelet transform (CWT),
- Wigner-Ville distribution (WVD).

The results of these transformations are signal distribution in time-frequency domains. Multidimensional analysis methods of non-stationary signals enable to observation with good quality of distributed signal but they are time-consuming.

Different methods of non-stationary signals analysis used in shock-absorber diagnosis were compared in many publications [9, 10, 11, 13]. The new method of vibro-acoustic signals processing for estimation purposes was developed [13]. New measures of the conditions of shock absorbers were proposed [9, 10, 13].

Based on gain experience and knowledge the continuous wavelet transform (CWT) was chosen. Additionally the diagnostic signal was analyzed in time and frequency domain separately.

3. EFFECTIVE DIAGNOSTIC EXPERIMENTS

Purpose of effective diagnostic experiments was the analysis of influence of value of pressure in tires on results of research of shock-absorbers in Fiat Seicento on EUSAMA test controls station (fig. 1).

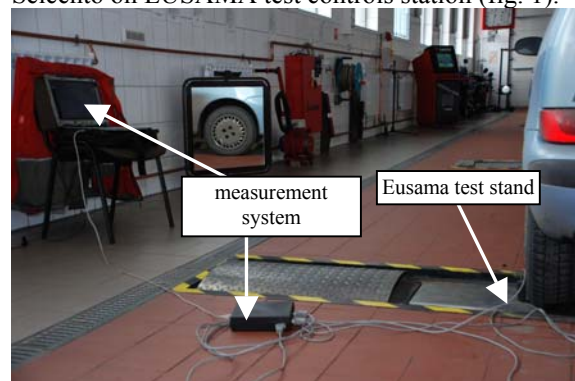


Fig. 1. Effective diagnostic experiment



Fig. 2. Elements of measurement system

The acceleration signals of oscillation from those elements of the vehicle which have and which don't have suspension and test stand plate oscillation were recorded during research (fig. 2).

Scope of research contained measures of Eusama index and acceleration signals of oscillation at changeable pressure in tires from 0,6 [bar] to 2,6 [bar] with 0,2 [bar] gradation.

4. RESULTS OF SHOCK-ABSORBER DIAGNOSING ON EUSAMA TEST STAND

As the results of Eusama methods and shock-absorber technical condition measure obtain Eusama index. Distribution of Eusama index at changeable pressure in tires is shown at fig. 3.

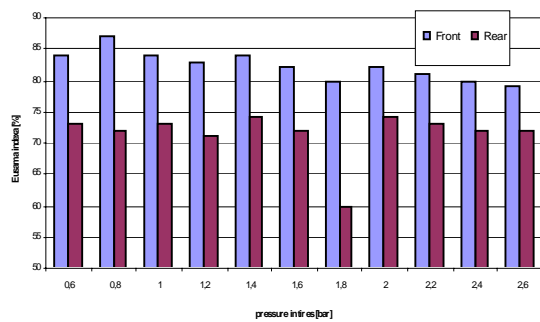


Fig. 3. Eusama index distribution at changeable pressure in tires

Differences between Eusama index values for changeable pressure in tires reached 10% or even more. That can be reason of incorrect diagnosis.

That is why so important is to find another diagnostic estimators or project new diagnostic system.

5. METHODS OF SIGNALS PROCESSING FOR ESTIMATION PURPOSES

The sprung masses accelerations of vibration signals were chosen to analysis.

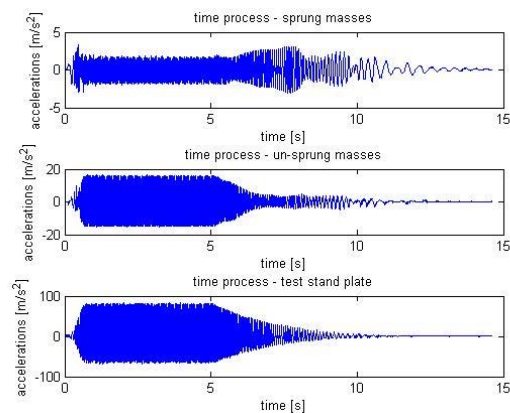


Fig. 4. Recorded signals

The methods of vibro-acoustic signals processing for estimation purposes were presented.

Some measures of the conditions of shock absorbers were compared.

Algorithm of time domain signals processing for estimation purposes was presented on figure 5.

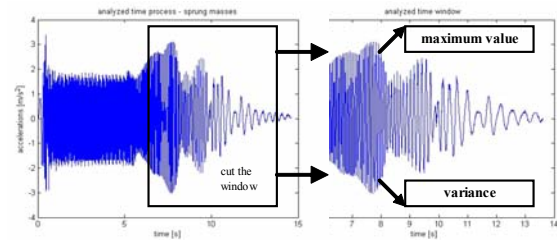


Fig. 5. Time domain estimators determine algorithm

Algorithm of frequency domain signals processing for estimation purposes was presented on fig. 6.

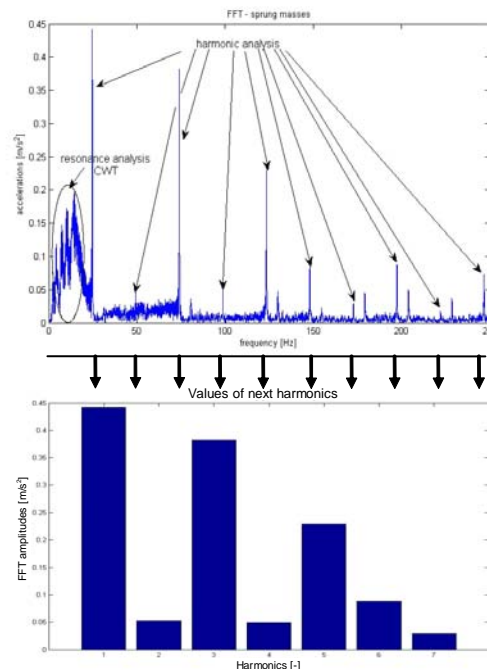


Fig. 6. Frequency domain estimators determine algorithm

It was presented on figure 6 that range of resonance analysis based on FFT is difficult, because the signal is non-stationary random processes. That is why next signals processing method for estimation purposes based on CWT was presented. Multidimensional analysis methods of non-stationary signals enable to observation with good quality of distributed signal [9, 10, 11].

It was used two different scales vectors for each frequencies range for better localization of resonance of sprung and un-sprung masses. The Morlet wavelet was used in transformation.

It was proposed diagnostic estimators define as:

$$E_{sr} = Wz_{sr} + Wn_{sr} \tag{1}$$

where:

Wz_{sr} - average value of CWT coefficients in un-sprung masses resonance window,

Wn_{sr} - average value of CWT coefficients in sprung masses resonance window.

$$E_{max} = Wz_{max} + Wn_{max} \quad (2)$$

where:

Wz_{max} - maximum value of averaging CWT coefficients in un-sprung masses resonance window,
 Wn_{max} - maximum value of averaging CWT coefficients in sprung masses resonance window.

$$E_w = \frac{E_{max}}{\frac{E_{sr}}{2}} \quad (3)$$

The algorithm was presented on fig. 7.

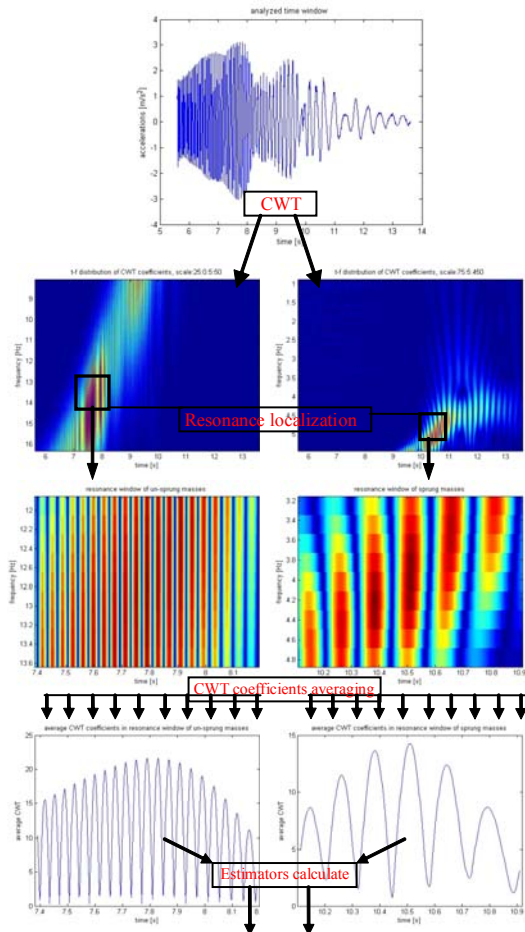


Fig. 7. Time-frequency domain (CWT) estimators determine algorithm

6. RESULTS OF ANALYSIS

As the results of presented methods of vibro-acoustic signals processing obtained proposed estimators distribution at changeable pressure in tires.

Time estimators distribution presents fig. 8 and 9.

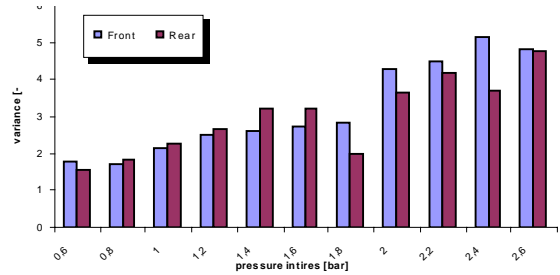


Fig. 8. Variance values distribution at changeable pressure in tires

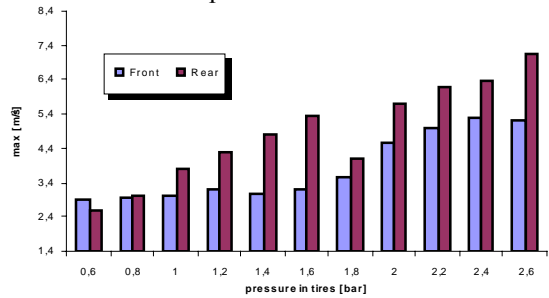


Fig. 9. Maximum values distribution at changeable pressure in tires

Frequency estimators based on harmonic analysis distribution presents figures 10 and 11.

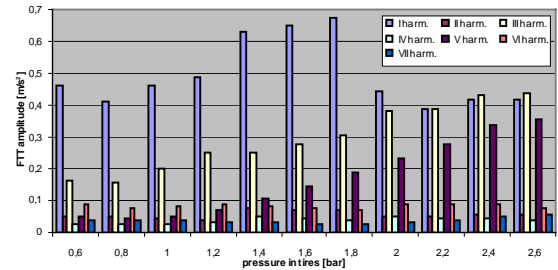


Fig. 10. Harmonic values distribution at changeable pressure in front tires

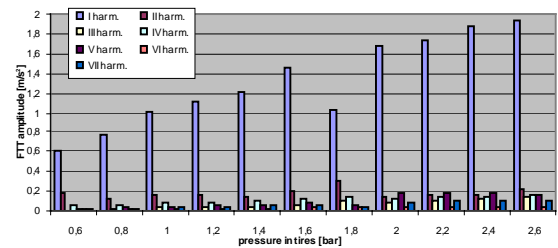


Fig. 11. Harmonic values distribution at changeable pressure in rear tires

CWT estimators distribution presents fig. 12-14.

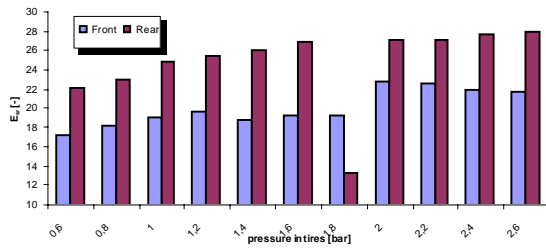


Fig. 12. E_{sr} values distribution at changeable pressure in tires

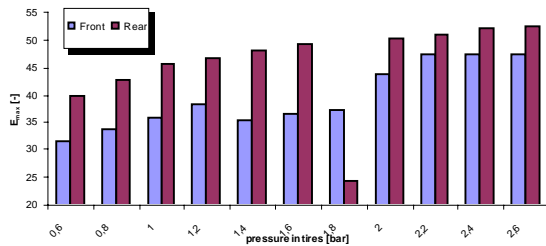


Fig. 13. E_{max} values distribution at changeable pressure in tires

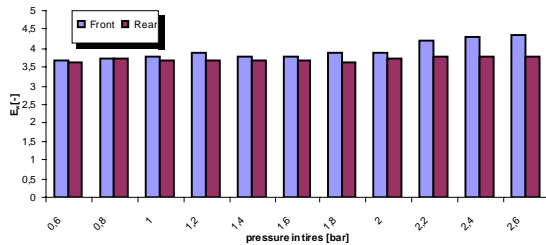


Fig. 14. E_w values distribution at changeable pressure in tires

As it is presented the proposed estimators are very sensitive to changeable pressure in tires. In most cases accumulative trend can be adopted according to rising pressure in tires. The results are much better than results of Eusama index.

Results of E_w values distribution at changeable pressure in tires are very interesting. Constant values can be adopted according to rising pressure in tires. In this circumstance this estimator is resistant to changes in pressure in tires. As it was proved in [13] E_w is sensitive to shock-absorber technical condition changes.

7. SUMMARY

The paper presents chosen results of ranges of analytical experiments, which purpose was the comparison of sensitivity of chosen diagnostic estimators on changes of values of pressure in tires. Presented methods of diagnostics information receiving as the results of vibration signals processing enables elaborate of automatic system of passenger cars shock absorbers diagnosis. However it is necessary to make more investigation in this direction.

The presented estimators could be used as one measure as technical state vector, which can be input of classification system of shock-absorber technical

condition [12]. Sensitive estimators on changeable pressure in tires can be used to detect any anomaly of normative pressure in tires and E_w as measure insensitive to this kind of change.

LITERATURE

- [1] Burdzik R., Konieczny Ł., Śleziak B.: „Wpływ zmian ciśnienia w ogumieniu na wyniki badań amortyzatorów samochodu osobowego”, XXXV Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2008
- [2] Ślaski G., Kupiec J.: „Błędy w ocenie zdolności tłumienia amortyzatorów przy badaniu z wykorzystaniem wskaźnika tłumienia”, DIAGNOSTYKA vol. 30, PTDT, 2004
- [3] Basztura C.: „Komputerowe systemy diagnostyki akustycznej”, PWN, Warszawa, 1997
- [4] Bocheński C.: *Badania kontrolne samochodów*, WKŁ Warszawa 2000
- [5] Cempel C.: *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn*. WNT, Warszawa 1982
- [6] Lyons R.: *Wprowadzenie do cyfrowego przetwarzania sygnałów*. WKŁ, Warszawa, 1999
- [7] Zieliński T.: *Cyfrowe przetwarzanie sygnałów. Od teorii do zastosowań*. WKŁ, Warszawa 2005
- [8] Batko W., Dąbrowski Z., Engel Z., Kiciński J., Weyna S.: *Nowoczesne metody badania procesów wibroakustycznych*. ITE, Radom 2005
- [9] Burdzik R., Gardulski J.: „Metodyka wyznaczania diagnostycznych miar stanu technicznego amortyzatorów samochodowych”, Diagnostyka 4(40)/2006, PTDT, 2006
- [10] Gardulski J., Burdzik R.: *Zastosowanie estymatora falkowego w diagnostyce amortyzatorów samochodowych*. Problemy Transportu Tom 1 Zeszyt 1, Gliwice 2006
- [11] Burdzik R., Gardulski J., Konieczny Ł.: *Nowe metody diagnozowania amortyzatorów*. VI Konferencja Naukowa Telematyka i Bezpieczeństwo Transportu, Katowice, 2006,
- [12] Burdzik R.: „Koncepcja systemu diagnozowania stanu technicznego amortyzatorów samochodów osobowych”, XXXIV Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2007
- [13] Burdzik R.: *Automatyczne diagnozowanie stanu technicznego amortyzatorów zabudowanych w samochodach osobowych*, Rozprawa doktorska, Katowice 2006
- [14] Żółtowski B., Cempel C. (red. naukowa): *Inżynieria Diagnostyki Maszyn*. PTDT, Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004



Rafal BURDZIK, PhD works as lecturer at Department of Automotive Vehicle Construction at Faculty of Transport in Silesian University of Technology. Area of science interests: machine construction and diagnostic, vibro-acoustic, digital signal

processing, neural network theory, issues of safety in transportation, analysis and reconstruction of road accidents, logistics, forwarding, management and marketing.



Lukasz KONIECZNY is Ph.D. in Department of Automotive Vehicle Construction, Faculty of Transport, Silesian University of Technology. His research interests are: machinery diagnostic, digital analysis of signals, simulation researches of vehicle dynamic,

hydropneumatic suspensions.

DAMAGE DETECTION WITH USE OF ADAPTIVE MODAL FILTER

Krzysztof MENDROK

AGH University of Science and Technology, Department of Robotics and Mechatronics,
al. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland, e-mail: mendrok@agh.edu.pl

Summary

In 1992 J. C. Shelley presented the adaptive modal filter. It was used in active vibrations reduction systems. It is however possible to apply the adaptive modal filter to damage detection according to the modal based diagnostics rules. Proposed method is very simple and bases on tracking of changes of adaptive modal filter coefficients. There are two variants of adaptive modal filter presented in the paper. For both of them the simulation and experimental verification was performed.

Keywords: modal filter, adaptive modal filter, damage detection.

WYKRYWANIE USZKODZEŃ Z ZASTOSOWANIEM ADAPTACYJNEGO FILTRU MODALNEGO

Streszczenie

W 1992 roku J. C. Shelley zaprezentował adaptacyjny filtr modalny. Był on stosowany w układach aktywnej redukcji drgań. Istnieje jednak możliwość zastosowania adaptacyjnego filtra modalnego do wykrywania uszkodzeń zgodnie z zasadami diagnostyki opartej na modelu. Proponowane podejście jest bardzo proste i opiera się na śledzeniu zmian współczynników adaptacyjnego filtra modalnego. W pracy pokazano dwa warianty adaptacyjnego filtra modalnego. Dla obu przypadków przeprowadzono symulacyjną i eksperymentalną weryfikację proponowanego podejścia.

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

1. INTRODUCTION

Nondestructive methods of damage detection applied to structural health monitoring can be divided into three groups according to the principle, that they use: methods based on the analysis of the mechanical quantities changes, methods based on the analysis of the electrical, electro-mechanical and electro-magnetic quantities changes and so called other methods. First of these groups can be further divided onto methods which use the measurements of static quantities (deflection, stress etc.) and dynamic quantities in low and high frequency range. The author is interested in the low frequency dynamic methods, that is the methods where vibration measurements are performed in the range up to 1 kHz. The main idea of these methods is so called model based diagnostics, that is comparison of selected model parameters identified for the reference state of the object with the same parameters obtained for the object in the current stage. The difference in the compared value can indicate damage [1]. The most often used model in this approach is the modal model. The modal model is relatively easy to identify, and by means of operational modal analysis, it may be identified only from response data; it is, therefore, very useful in diagnostics. Nevertheless, application of the model-based diagnostics within damage detection has several limitations and faults. First of all there is

a serious problem with distinction of the parameters' change resulting from damage and being the consequence of environmental changes e.g. temperature or humidity. From the large group of methods based on the modal model one of the most efficient seems to be the one which uses modal filtration [6, 7]. The method has the following advantages: low sensitivity to the environmental conditions, full modal analysis has to be performed only at the beginning, possibility of automation of the diagnostic procedures, low computational cost. It solves then the basic problems with application of the modal model to the model based diagnostics. Application of the modal filter to damage detection was proposed for the first time by Gawronski and Sawicki in 2000 [4]. As a damage indicator they used the modal norm, calculated for each measuring sensor location and for each mode from the frequency band of interest. For calculation of these norms the reciprocal modal vector matrix is required, that is the modal filter parameters. Next entire set of obtained modal norms is compared with analogical set stored for the system in reference state. The method allows for damage detection and localization. Disadvantage of the method consists mainly in large number of calculations which are required to be done (modal norms are calculated for each mode and each measuring location). It also suffers from lack of unequivocal damage index,

which would allow to detect damage properly by inexperienced personnel.

Another manner of application of the modal filter to damage detection can be found in El-Ouafi Bahlous 2007 [5]. The suggested approach requires vibration data of the system in the undamaged and current stage along with FE model parameterized by means of specified damage parameters. With use of modal filtration of the system response in current stage the residuum function is calculated. The residua turn to be normally distributed with mean value equal zero for undamaged system data and mean value different than zero for the damaged case. To verify the statistical quantities of the residua the generalized log-likelihood ratio test was proposed. This test allows for damage detection. Next the procedure for damage localization and identification is started. It bases on multiple sensitivity and rejection tests (the number of tests equals the number of parameters). Also in this method the required computational power is very high. The biggest disadvantage of this technique is necessity of usage of finite element (FE) model. Additionally the FE model has to be updated with respect to the large number of modes.

Another way of using modal filtering to structural health monitoring was presented by Deraemaeker and Preumont in 2006 [6] Frequency response function of an object filtered with a modal filter has only one peak corresponding to the natural frequency to which the filter is tuned. When a local change occurs in the object – in stiffness or in mass (this mainly happens when damage in the object arises), the filter stops working and on the output characteristic other peaks start to appear, corresponding to other, not perfectly filtered natural frequencies. On the other hand, global change of entire stiffness or mass matrix (due to changes in ambient temperature or humidity) does not corrupt the filter and the filtered characteristic has still one peak but slightly moved in the frequency domain. The method apart from the earlier mentioned advantages, which results from its low sensitivity to environmental conditions has very low computational cost, and can operate in autonomous regime. Only the final data interpretation could be left to the personnel. This interpretation is anyhow not difficult and it does not require much experience. Another advantage of the method results from the fact that it can operate on the output only data.

Method described above was in 2008 extended to damage localization by K. Mendrok [7]. The idea for extension of the method by adding damage localization, bases on the fact, that damage, in most of the cases, disturbs the mode shapes only locally. That is why many methods of damage localization use mode shapes as an input data. It is then possible to divide an object into areas measured with use of several sensors and build separate modal filters for data coming from these sensors only. In areas without damage, the shape of modes does not change and modal filter keeps working – no

additional peaks on the filter output. When group of sensors placed near the damage is considered, mode shape is disturb locally due to damage and modal filter does not filters perfectly characteristics measured by these sensors.

There is however another possibility of modal filter application for damage detection. In 1992 J. C. Shelley [8] presented the adaptive modal filter. The basic idea of this technique consisted in on-line tracking of system modal parameters changes and correction of modal filter parameters to make it work for the changed system. It was used in active vibrations reduction systems. It is however possible to apply the adaptive modal filter to damage detection according to the modal based diagnostics rules. The idea is to detect changes in modal filter parameters, which are directly connected with the system structural changes (local changes in mass or stiffness matrices of the system model)..

2. THEORETICAL BACKGROUND

Depending if the excitation force is known or not two variants of adaptive procedure for reciprocal modal vectors updating was proposed [8].

Variant no. 1 with known excitation operates in time domain. What is also important in this version it can work on-line. Entire adaptive procedure is given for single input, real normal mode system, but the technique can be easy extended to the multiple input, complex mode case. The method requires measurements of the inputs and outputs of the systems, and an estimate of the pole for which the reciprocal modal vector will be calculated.

The discrete time modal filter is adaptive modal filter is updated as in equation (1):

$$\psi_{k+1} = \psi_k - 2\mu \cdot e_k \cdot x_k \quad (1)$$

where: ψ_k – is the estimate of the reciprocal modal vector for sample k ,

ψ_k – is the updated estimate of the reciprocal modal vector,

x_k – is the vector of system response measurements for sample k ,

e_k – is the error in the estimate of the modal coordinate for sample k ,

μ – is the adaptive gain.

The estimate of the modal coordinate is formed by modal filtering the response data:

$$\hat{\eta}_k = \psi_k^T x_k \quad (2)$$

where: $\hat{\eta}_k$ – is the modal coordinate estimated by the modal filter at sample period k .

The error e_k is the difference between the estimated and actual modal coordinate:

$$e_k = \eta_k - \hat{\eta}_k \quad (3)$$

The true modal coordinate η_k is not known. An estimate of the modal coordinate, based on the input force history, may be generated by driving a second order system by the measured force f . For a real normal mode system, the continues time reference system is:

$$\begin{Bmatrix} \dot{\eta} \\ \dot{\eta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\Omega^2 & 2\sigma \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \eta \\ \dot{\eta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 2\omega_d \end{bmatrix} f \quad (4)$$

where: Ω – is the undamped natural frequency,
 ω_d – is the damped natural frequency,
 σ – is the real part of the system pole.

The corresponding discrete time system is:

$$\begin{Bmatrix} \eta_k \\ \dot{\eta}_k \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} \eta_{k-1} \\ \dot{\eta}_{k-1} \end{Bmatrix} + [B] f_{k-1} \quad (5)$$

where: A and B are the corresponding discretized versions matrices of the system matrices of the equation (4).

The reference system of equation (5) is initiated with zero initial conditions and driven by the measured force f . The error in the reference modal coordinate, due to the incorrect initial conditions, will be inconsequential after the initial condition error decays to the noise floor of the response measurements. If the reference modal coordinate is sufficiently accurate, and an appropriate adaptive gain μ , is chosen, the adaptive modal filter defined by equations (1) through (5) will converge to the modal filter vector which extracts the response of only the mode of interests from the vector of physical response measurements.

The idea of using this approach to damage detection bases on the fact that the update of a system is required only when some changes in the system occur. In this variant of adaptive modal filter the best damage indicator would be the error function e_k . Its value will be different then zero whenever the adaptive procedure will have to work which is always caused by the system structural changes.

The second variant of adaptive modal filter developed by J. C. Shelley [8] does no require the knowledge of operational forces. For this variant it is necessary to assume that the robust modal filter for the structure in a suitable baseline configuration exists. The baseline configuration will be designated as the open loop system, and the system requiring an update of the modal filter will be called closed loop system.

Given a modal filter for an open loop system, an approximation to the closed loop modal filter can be made using the response spectra of the open loop modal filter output. The technique is based on using singular value decomposition (SVD) of the response autospectral matrix to approximate the modal vectors of the system. Obviously, this approach assumes broadband noise as an input and sufficiently smooth response spectra. Likewise, it cannot be implemented in realtime, but can be implemented online. The approach is very similar to the pseudoinverse technique for enhancing single-degree of freedom responses in the complex mode indicator function method of parameter estimation.

The vector of sensor outputs, $x(\omega)$, are transformed to the open loop space, $\eta_o(\omega)$, by premultiplying $x(\omega)$ by the modal filter matrix, ψ_o for the open loop system.

$$\eta_o(\omega) = \psi_o^T x(\omega) \quad (6)$$

One can form the autospectral matrix of the open loop coordinates and decompose it via SVD at each frequency:

$$\eta_o(\omega)\eta_o(\omega)^T = U(\omega)\Sigma(\omega)V(\omega)^T \quad (7)$$

where, $U(\omega) = [u_1(\omega), u_2(\omega), \dots, u_{N_o}(\omega)]$ is the matrix of orthonormal vectors at each frequency that span the column space, $\Sigma(\omega)$ is the diagonal matrix of singular values (sorted in decreasing magnitude), and $V(\omega)$ is the orthonormal matrix that spans the row space of the autopower matrix. N_o is the number of modes active in the frequency range being considered (i.e. the number of columns in ψ_o).

By performing SVD at each frequency and plotting out the singular values versus frequency, the dominant motion in the data should show up as peaks in this plot. The dominant shape at a given frequency corresponding to these peaks is the singular vector in the first column of U . For the repeated root case or pole-crossing case, it may be acceptable to choose both the first and the second singular vectors at a given frequency.

The objective is to assemble a matrix of singular vectors corresponding to the dominant motion in the data. Since the data is transformed to the modal space of the open loop system, there must be one singular vector for each mode in the system. Assuming then that this matrix of singular vectors is a reasonable approximation to the closed loop modes represented in open loop space, then a transformation from the open loop modal coordinates to the closed loop modal coordinates is the inverse of this matrix. Thus, the approximation to the mode shapes is represented by:

$$U_{C0} = [u_1(\omega_1), u_1(\omega_2), \dots, u_1(\omega_{N_o})] \quad (8)$$

and the transformation to the approximate modal space of the modified system is accomplished via equation:

$$\eta_C(\omega) = U_{C0}^{-1} \eta_o(\omega) \quad (9)$$

This approach will break down if U_{C0} is singular or when the response operating shapes do not adequately approximate mode shapes.

In this variant of adaptive modal filter good damage indicator would be the difference between transformation matrix U_{C0} obtained for the system in reference state and the same matrix but calculated for the system in current state. If some damage in the system appears, the adaptive procedure will have to work and the difference will be non-zero.

3. SIMULATION VERIFICATION

Firstly, the author decided to test the procedure on the data from numerical simulation. The 4 DOF

model of 4 masses connected in series was used for that purpose. Physical parameters established for the model are gathered together in table 1.

Table. 1. Simulation model parameters

Mass [kg]	$m_1 = 5; m_2 = 1; m_3 = 1; m_4 = 1;$
Stiffness coefficient [N / m]	$k_{01} = 800; k_{12} = 150; k_{23} = 150; k_{34} = 150;$

The following notation was used: the stiffness between mass i and $j - k_{ij}$. The proportional damping was applied. In order to determine the analytical model of the established system, its equation of motion was formed in the following matrix form:

$$\{f\} = [M] \cdot \{\ddot{x}\} + [C] \cdot \{\dot{x}\} + [K] \cdot \{x\} \quad (10)$$

For the equation (10), the eigenvalue problem was solved assuming zero initial conditions for displacements and velocities. As a result, 4 conjugated pairs of the system eigenvalues were obtained. On their basis, the modal parameters were calculated: natural frequencies, modal damping coefficients and modal vectors. Next the model was excited in the mass no. 3 with band noise signal of frequency range 0 – 64 rad/sec. The responses in all masses was then calculated and with use of Hv estimate the frequency response functions where computed. In the next step, the reciprocal modal vectors were calculated, i.e. the modal filter was formulated. Now both variants of the adaptive modal filter was tested separately.

Because the first variant operates in the time domain, the model was build in Matlab/Simulink environment. The simulation was performed as follows: in 50 second the stiffness coefficient k_{23} was reduced of 20 % (simulation of damage) and the adaptive procedure for modal filter update was launched. In the figure 1 entire verification procedure is presented. In the figures 2 and 3 the results of modal filtration without the adaptive procedure are presented both in time and frequency domain. In the figure 4 and 5 the result of adaptive procedure operation is shown also in time and frequency domain. In the figure 4 additionally the error function e_k time history is plotted.

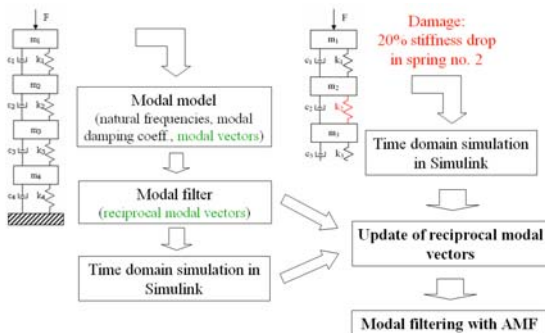


Fig. 1. Procedure for simulation verification of the first variant of the method

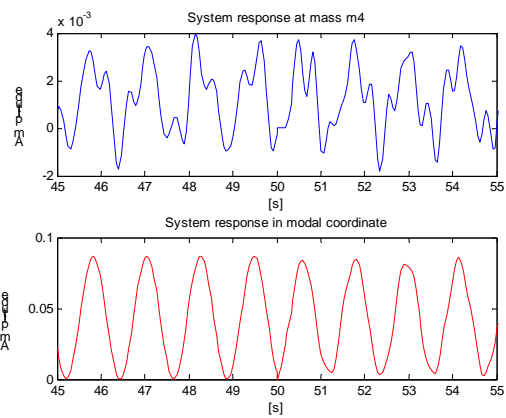


Fig. 2. Results of modal filtration without adaptive procedure in time domain – visible drop of filtration accuracy after 50 s.

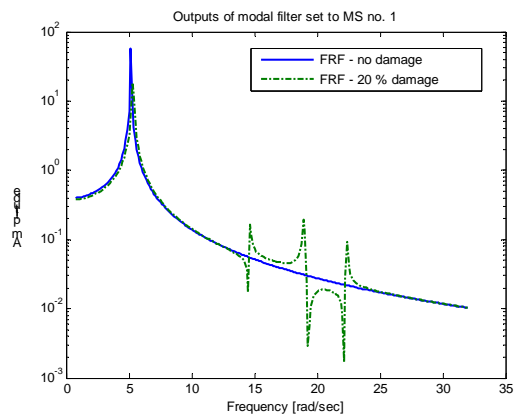


Fig. 3. Results of modal filtration without adaptive procedure in frequency domain

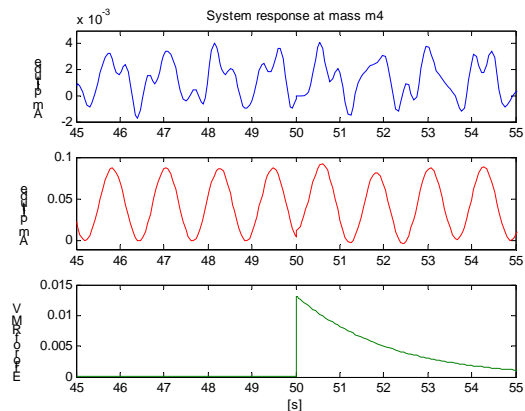


Fig. 4. Results of modal filtration with adaptive procedure in time domain

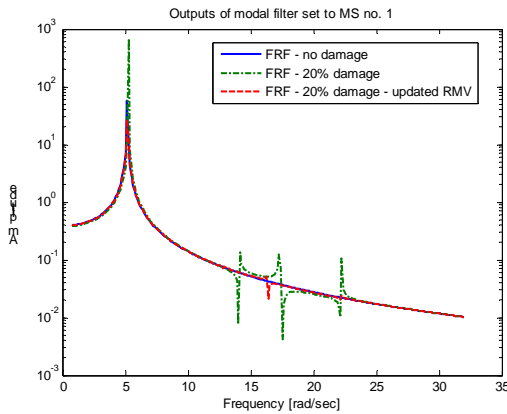


Fig. 5. Results of modal filtration with adaptive procedure in frequency domain

This stage of the first variant of adaptive modal filter verification showed that the procedure works very efficient. Algorithm needed about 5 second to adopt reciprocal modal vectors to the new system. Level of accuracy of modal filtration after updating was satisfying. It can be seen on the frequency domain plots, which were taken in logarithmic scale. The plot of error function presented in the lower part of figure 4 confirms that it can be treated as a good damage indicator. The value of the function grew rapidly when the damage was introduced.

In similar manner the second variant of adaptive modal filter was verified. The same numerical model was used but damage introduced in the system was reduced to the 95 % of original k_{23} stiffness coefficient value. In the figure 7 the plot of first singular value obtained by SVD performed on modal coordinate at each frequency is presented. Results of reciprocal modal vectors update is placed in the figure 8.

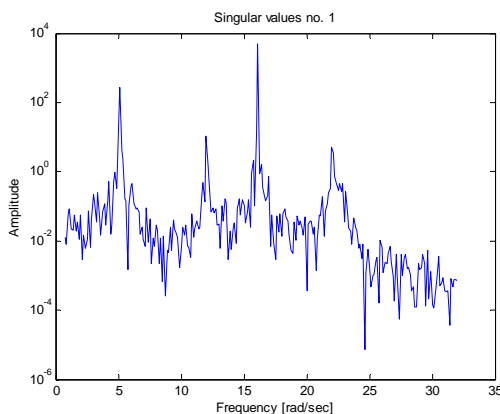


Fig. 7. Plot of first singular value obtained by SVD performed on modal coordinate at each frequency for the damaged model.

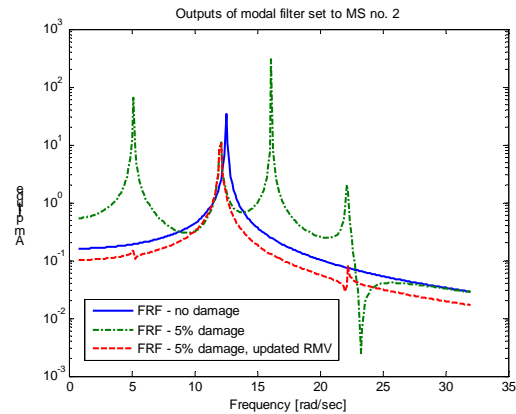


Fig. 8. Results of modal filtration with adaptive procedure in frequency domain

In the figure 9 plot of the difference between transformation matrix U_{Cor} obtained for the system in reference state and the same matrix but calculated for the system with damage U_{Cod} .

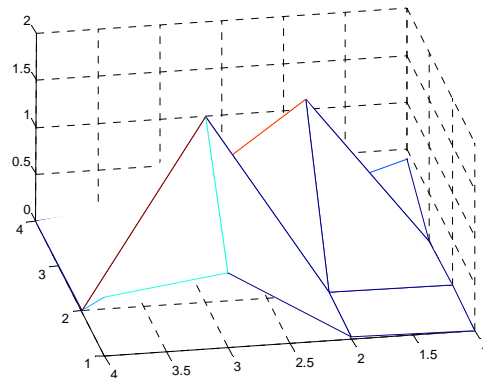


Fig. 9. Plot of proposed damage indicator

The characteristics presented in the figure 8 proves that also this variant of adaptive modal filter works properly. Proposed damage indicator showed that the damage occurred in the system.

4. EXPERIMENTAL VERIFICATION

The laboratory stand used for experimental validation of the proposed damage detection procedure consists of steel frame excited with an electrodynamic shaker. Vibrations were measured by accelerometers placed on the frame. The photo of the test setup without sensors and measuring equipment is presented in figure 10, the network of measuring points is presented in figure 11. The frame has been tested for different damage size. Damage in the frame has been introduced by nicking the upper bar at the measuring point top:7.

There were 4 modal tests carried out for different damage sizes:

- TEST 1 for an undamaged structure,
- TEST 2 for damage at point 7 with a 5 mm-deep gash (12 %),

- TEST 3 for damage at point 7 with a 14 mm-deep gash (35 %),
- TEST 4 for damage at point 7 with a 20 mm-deep gash (50 %)

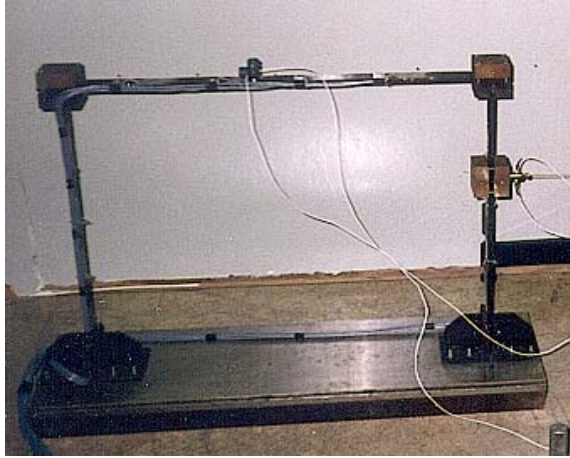


Fig. 10. Laboratory stand

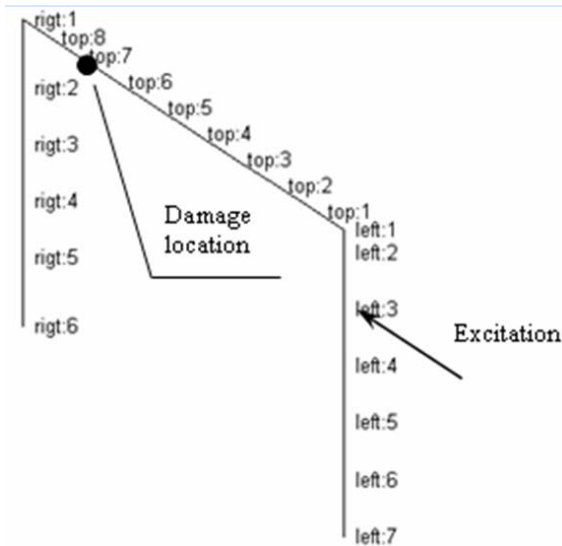


Fig. 11. Measuring point net

Because there were no time data available from this experiment, only the second variant of the method could be verified. The results of the verification are presented in the following figures: no. 12 presents the plot of first singular value obtained by SVD performed on modal coordinate at each frequency, no. 13 – results of reciprocal modal vectors update.

Similarly as it was done for the simulation verification, the difference between transformation matrix U_{Cor} obtained for the system in reference state and the same matrix but calculated for the system with consecutive level of damage U_{Cod} was calculated. The plots of resulting matrices are presented in the figure 14. Additionally the damage index was calculated from this matrices as a Frobenius norm.

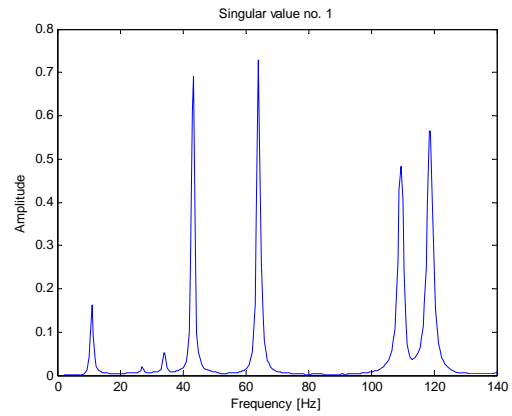


Fig. 12. Plot of first singular value obtained by SVD performed on modal coordinate at each frequency for the damaged model.

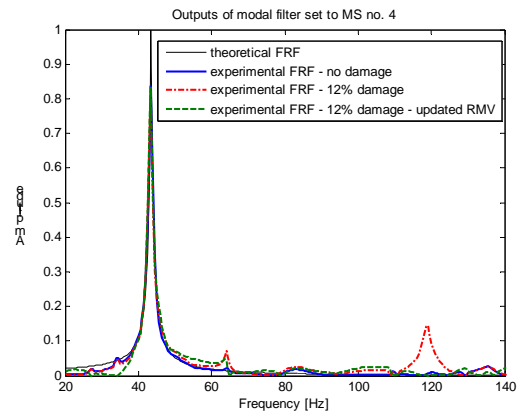
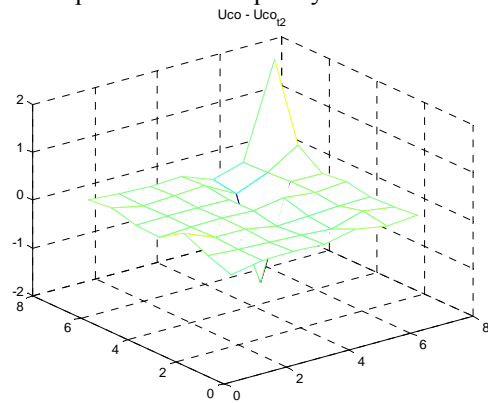


Fig. 13. Results of modal filtration with adaptive procedure in frequency domain



Test T2 - DI = 2.8262

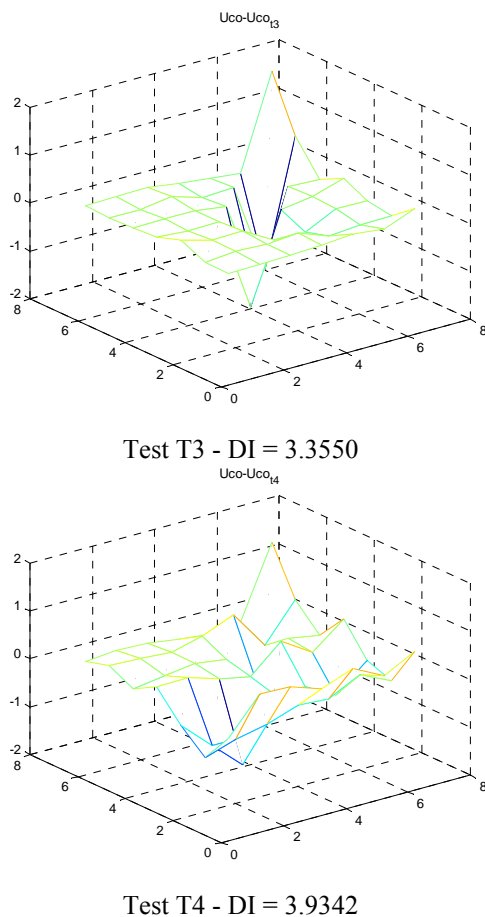


Fig. 14. The differences between transformation matrices U_{Cor} and U_{CoA} for the consecutive tests

Also the experimental verification confirmed good applicability of adaptive modal filter for damage detection.

5. CONCLUSIONS

Both presented types of AMF proved to be efficient for simulation and experimental data. It means that they were able to track the system changes and update the modal filtration results for varying system parameters. Non of the methods however does not allow for 100 % filtration that is full natural modes separation.

In variant with known excitation force very annoying is to determine the value of the gain m , which should be selected for each of the measuring direction separately. There are no rules or hints how to find it proper value.

It is possible to use both variants of AMF for damage detection. The error function e_k proposed as a damage indicator for the first variant of the AMF is much easier in interpretation.

It is necessary, as the future work, to find the way for convenient presentation of the transformation matrix UCO changes.

ACKNOWLEDGEMENT

Scientific research was financed from Polish means for science as the research project no. R0301502

REFERENCES

- [1] Mendrok K., Uhl T. "Overview of modal model based damage detection methods", *Proceedings of 2004 ISMA*, Leuven, Belgium, (2004).
- [2] Zhang Q., Allemang, R. J., Brown, D. L.: "Modal Filter: Concept and Applications", *Proceedings of International Modal Analysis Conference*, pp. 487-496, (1990).
- [3] Meirovitch L., Baruh H.: "Control of self-adjoint distributed parameter system", *Journal of Guidance Control and Dynamics*, 8 (6), 60-66, (1982).
- [4] Gawronski W., Sawicki J.: "Structural damage detection using modal norms", *Journal of Sound and Vibration*, 229 (1), 194-198, (2000)
- [5] El-Ouafi Bahlous S., Abdelghani M., H. Smaoui, S. El-Borgi: "A Modal Filtering and Statistical Approach for Damage Detection and Diagnosis in Structures using Ambient Vibrations Measurements", *Journal of Vibration and Control*, Vol. 13, No. 3, 281-308 (2007)
- [6] 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)
- [7] Mendrok K., Uhl. T.: "Modal filtration for damage detection and localization", *Proceedings of 4th EWOSH*, Krakow, (2008)
- [8] Shelley, S. J., Freudinger, L. C., Allemang, R. J.: "Development of an On-Line Parameter Estimation System Using the Discrete Modal Filter," *Proceedings of the 10th International Modal Analysis Conference (IMAC)*, San Diego, California, Feb. 3-8, 173-183, (1992)



PhD. Eng. **Krzysztof MENDROK**. Is a senior researcher in the Department of Robotics and Mechatronics of the AGH University of Science and Technology. He is interested in development and application of various structural health monitoring algorithms. He mainly deals with low frequency vibration based methods for damage detection and inverse dynamic problem for operational load identification.

IDENTIFICATION OF DAMPING CHARACTERISTIC EXAMPLE SUSPENSION OF CAR THE HYDROPNEUMATIC CONSTRUCTION

Janusz GARDULSKI, Jan WARCZEK

The Silesian University of Technology, Faculty of Transport
Kraśińskiego 8, 40-019 Katowice, Poland
janusz.gardulski@polsl.pl, jan.warczek@polsl.pl

Summary

Determine dynamic properties is the main question of diagnostics of susceptible element, represented by characteristic. The changes of technical condition, as the results for example the exploational wear, can be find in their reflection. The paper presented method of identification of dynamic parameters susceptible elements build in suspension of car based on the analyses of changes of dynamic behavior. Received foundations of the methods of identification were verified in time of simulating investigations. The execution the investigations of hydropneumatic suspension of passenger car was the next stage. The gotten results confirmed the legitimacy of foundations the proposed method of identification dynamic parameters susceptible element build in suspension.

Keywords: identification, characteristic of damping, car suspension, hydropneumatic strut.

IDENTYFIKACJA CHARAKTERYSTYKI TŁUMIENIA ZAWIESZENIA SAMOCHODU NA PRZYKŁADZIE KONSTRUKCJI HYDROPNEUMATYCZNEJ

Streszczenie

Istotnym zagadnieniem diagnozowania elementu podatnego jest wyznaczenie jego własności dynamicznych, reprezentowanych przez charakterystykę. Zmiany stanu technicznego, wywołane np. zużyciem eksploatacyjnym, znajdują w niej swoje odzwierciedlenie. W pracy zaprezentowano metodę identyfikacji parametrów dynamicznych elementów podatnych zabudowanych w zawieszeniu samochodu na podstawie analizy zmian stanów dynamicznych. Przyjęte założenia dotyczące metody identyfikacji zostały zweryfikowane w czasie badań symulacyjnych. Kolejnym etapem było przeprowadzenie badań hydropneumatycznego zawieszenia samochodu osobowego. Uzyskane wyniki potwierdziły słuszność założeń proponowanej metody identyfikacji parametrów dynamicznych elementu podatnego zabudowanego w zawieszeniu.

Słowa kluczowe: identyfikacja, charakterystyka tłumienia, zawieszenie samochodu, kolumna hydropneumatyczna.

1. INTRODUCTION

The operation of vehicle diagnostic functions can be carried out by an external diagnostic device, or on-board diagnostic systems, with the primacy person assessment [1, 6]. In the case of the first group of diagnostic methods in practice, it is possible to determine the technical condition of all components, but often raise questions are used graduating systems that do not meet all of the technical diagnostics. Therefore, the methods used are subject of constant alteration, which should lead to an improvement in the quality of diagnostic derived estimators condition.

In the OBD (On-Board Diagnostics) the most often ignored is diagnostic system for the suspension (some exceptions are vehicles with controlled flexible elements, failure of which leads to a significant reduction in the level of security).

The aim of presented study was to propose a method for determining the technical condition of

suspension elements. This method can be used to improved standing diagnostic methods or the extension of the on-board diagnostic procedures.

2. THE FORMULATING PROBLEM

Now one hydraulic shock absorbers are the main element responsible for the minimization of vibrations acting on the users of car vehicles [5]. During the operation changes the intended design features of the wear and tear caused by impact on the damping characteristics.

Appointment of the characteristics of an element isolated from a particular system does not at present large problem. An example is the method of research shock-absorbers in the indicatory stand. Drawback of such methods is the need for disassembling.

Commonly used methods for the diagnosis of complete suspension set up to assess the use of simple symptom-condition status [1, 3 and 6]. Such

an approach does not take into account the complex relationship between the current technical condition of a dynamic non-linear element characteristics susceptible.

The paper assumes that the method of identification of dynamic parameters flexible parts build-in car suspension will be based on an analysis of the dynamic state variables. In this regard, the impact of the temporary transfer of damping forces to the temporary suppression of vibration signals sprung and unsprung masses.

3. SIMULATION RESEARCHES

Simulation test was conducted using a dynamic mathematical 2DOF model of the car [2, 4], which allows to obtain easily interpreted results (Fig. 1).

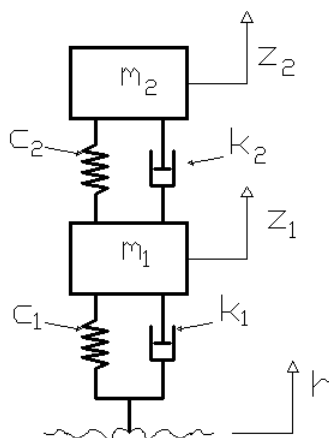


Fig. 1. The quarter model of car suspension. m_2 – sprung mass, m_1 – unsprung mass, c_1 – stiffness of wheel, c_2 – stiffness of suspension, k_2 – damping of suspension, k_1 – damping of wheel, h – excitation, z_2 – vertical displacement of sprung mass, z_1 – vertical displacement of wheel

The quarter model of car suspension can be considered as well the dynamics of the maps provided that included the following assumptions:

- the vehicle has a symmetrical construction,
- the sprung and unsprung masses are rigid solids whose entire mass is concentrated at the point of their center of gravity,
- it will be taken to translate the mechanical construction of the resulting system of connecting the suspension. So the stiffness and damping characteristics of the corresponding elements are multiplied by these factors.

In presented model, characteristics of the susceptible have been putted in the form of mathematical functions. During the simulation research have been applying different damping characteristics, examples of which are shown in Figure 2. No other dynamic parameters of the model were selected on the basis of previous authors research and are not subject to testing during the simulation changes.

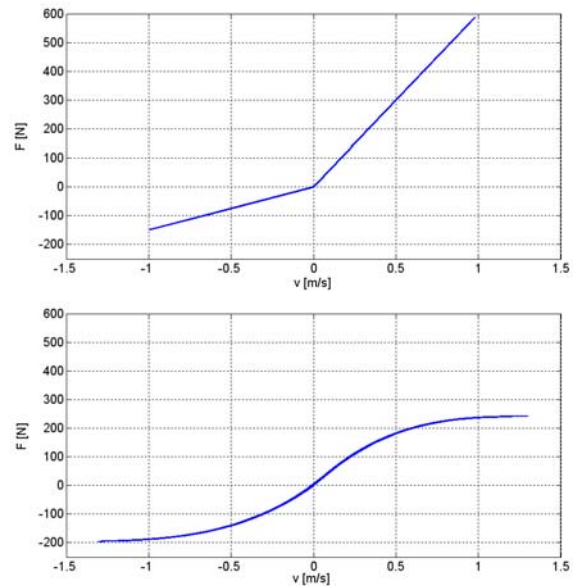


Fig. 2. The sample characteristics of damping used in simulation researches

During the studies different types of kinematic extortion was used. It should be marked that the extortion should result in a variable frequency response of model. This is associated with the adopted assumption of the temporary transfer time between the entry and exit damper, that is sprung and unsprung masses.

The equation of sprung mass shows that when the elastic element of the suspension deflection is equal to the distortion of the static equilibrium, instantaneous value of the dynamic forces acting on the mass is balanced by the instantaneous value of the damping forces. The model assumptions for constant sprung mass enables them to establish direct proportionality between the values: a dynamic force acting on the mass and its acceleration. The base for the determination of the temporary damping forces are the relative displacement of the model masses. On this base the set of absolute values of instantaneous acceleration as a function of sprung mass momentary relative speed of both masses model, as described in Figure 3.

Identified by this way characteristics are representation of the intended damping characteristics. Admission to describe the shape characteristics of the temporary acceleration is expedient, as in the case of measurements on a real object to measure the actual forces always associated with the interference in its structure. Another important result of simulation research was the appointment minimum sampling frequency, which should exceed the Nyquist criterion of at least ten times.

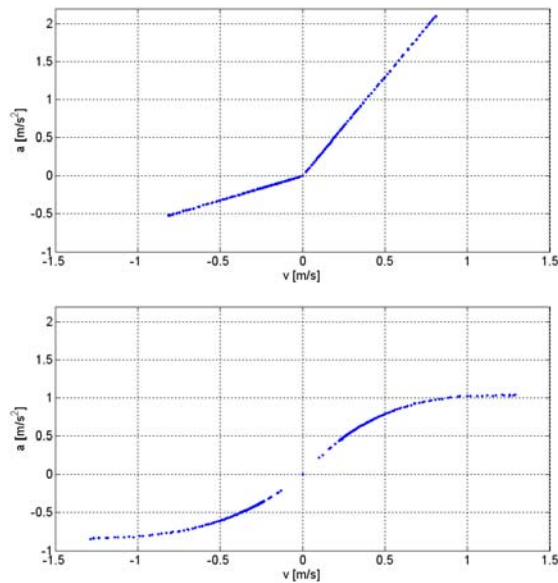


Fig. 3. Determine images of damping characteristics

4. VERIFICATION OF THE METHOD IN REAL OBJECTS RESEARCH

Experimental confirmation of the validation of the proposed method, were research hydropneumatic suspension of car, which an essential element is hydropneumatic strut. This subsystem of suspension combines the functions of spring and damping. The design vibration damper of hydropneumatic strut are similar to those used in the telescopic shock-absorbers, however, damping force is inextricably linked to the gas springs work inside the sphere [3].

Damping characteristics of the hydropneumatic strut was set at the testing on the indicatory stand, which charts the work was obtained, $F(x)$ [mm] for different sinusoidal forcing frequencies. Based on the points of intersection of the graphs with the abscissa, where the maximum damping force at the highest speed of relative velocity of the piston set points that describe the characteristics of damping, which was presented in Figure 4. The characteristics were approximation of polynomials the 3-step degree separately for compression and decompression.

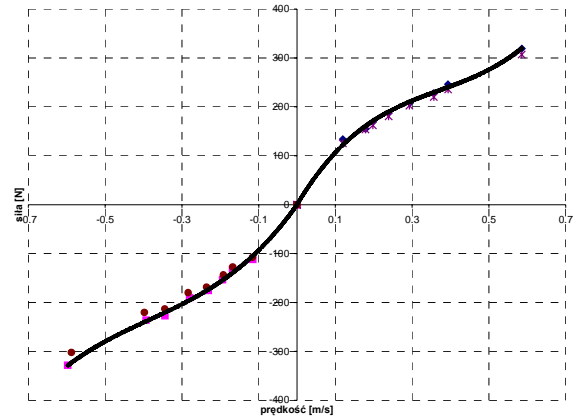


Fig. 4. Characteristics of shock absorber for the sphere of the pressures of $P_0 = 5.5$ MPa

The strut with identified of technical condition mounted in the suspension, which then exiting the vibrations using high-powered shaker similar to those used in the stands of the test suspension at the control vehicle services. Amplitude of vibration displacement shaker plate was fixed at around 6 [mm], its application in the control of frequency adjustment of the length of time allowed forcing cycles. In researches using thirty seconds cycles: running start and running stop the drive stand and is not subject to regulation section of the work force at a constant frequency. During the researches have been recorded signals: acceleration of vibration at the point of the upper body strut fixing the suspension and relative displacement wheels and the body. Examples of the results are presented on figure 5 and 6.

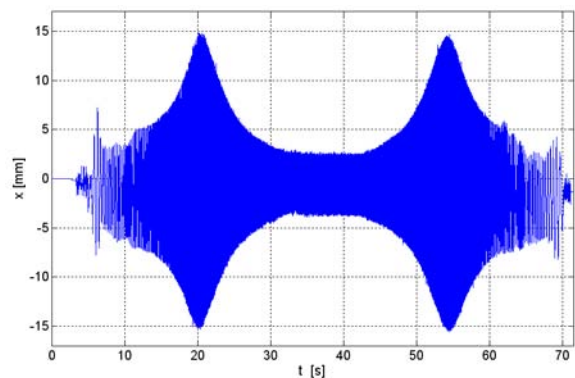


Fig. 5. Relative vibration of displacements of the wheels and body

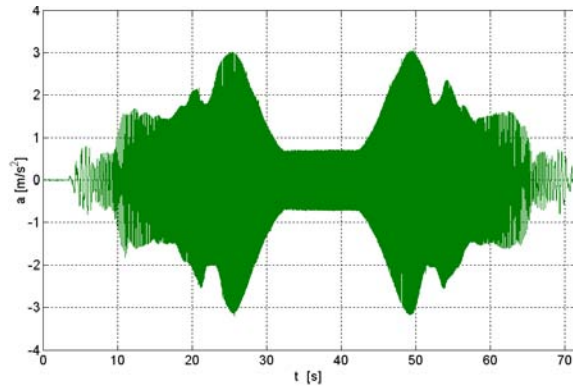


Fig. 6. Absolute acceleration of the body vibrations

Relative displacement signal was differentiation, which allows to determine of the relative velocity of the wheels and body of car. Applying similar to the one described in the case study method of simulation is scheduled pass time value of absolute acceleration of body and relative velocity sprung and unsprung masses that have non-zero-values for the moments in which the value of relative displacement was equal to the deflection of the suspension in a static equilibrium position. Obtained by this way realizations were put together on a common plane normal to the axis of time (Figure 7).

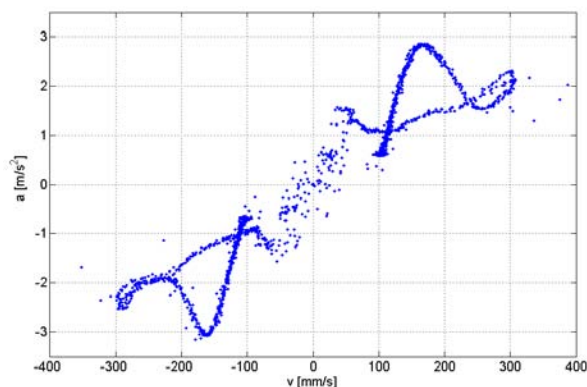


Fig. 7. Determine image of the damping characteristics

Empirically determined image of damping shows some similarity to the real hydropneumatic strut characteristics. It can be assumed that apparent differences arise from the variable values of body weight per wheel excitation to vibration.

5. CONCLUSION

The presented results confirmed the validity of the proposed methods of identifying the parameters of dynamic element susceptible built in suspension. The aim of further work is to develop methods for estimating the temporary value of the sprung mass

per wheel for different amplitude and frequency of vibration.

REFERENCES

- [1] Gardulski J.: *Bezstanowiskowa metoda oceny stanu technicznego zawieszonych samochodów osobowych*. Wyd. Inst. Technologii Eksploatacji, Radom 2003.
- [2] Gardulski J., Warczek J.: *Badania zawieszania aktywnego w aspekcie bezpieczeństwa podróżowania*. VI Konferencja, TiBT'06. Katowice, T. 2: Bezpieczeństwo transportu. Wydaw. Katedry Systemów Informatycznych Transportu, 2006, s. 96-103.
- [3] Konieczny Ł.: *Wpływ zmian stanu technicznego zawieszania hydropneumatycznego samochodu osobowego na jego charakterystyki dynamiczne*. Rozprawa doktorska. Katowice, 2006, Politechnika Śląska. Wydział Transportu.
- [4] Osiński Z.: *Tłumienie drgań mechanicznych*. PWN, Warszawa 1979.
- [5] Reipell J., Betzler J.: *Podwozia samochodów – podstawy konstrukcji*. WKiŁ Warszawa, 2001.
- [6] Warczek J.: *Sygnaly drganiowe jako miary diagnostyczne amortyzatorów samochodów osobowych*. Rozpr. Doktor. Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katowice. 2004.



Prof. **Janusz GARDULSKI** is a researcher of Department of Vehicle Car Construction, Faculty of Transport Silesian Technical University. Research interests: vibroacoustic diagnostics, the dynamics of vehicles suspensions, non-

linear modeling of mechanical objects, minimize noise and vibration at the premises concerned. Member PTPE, PTDT, and different sections of the Mechanical Engineering and Transport Committee of PAN.



PhD Eng. **Jan WARCZEK** is a researcher in Department of Vehicle Car Construction, Faculty of Transport Silesian Technical University. Research interests: diagnostics and experimental simulation using vibroacoustics methods, dynamics of

vehicle suspensions, method of active vibration reduction.

IDENTIFICATION OF CHANGES OF MACHINE TECHNICAL STATE ON THE BASIS OF RESULTS OF PRINCIPLE COMPONENT ANALYSIS OF A SEQUENCE OF THERMOGRAPHIC IMAGES*

Marek FIDALI, Anna BZYMEK

Silesian University of Technology, Department of Fundamentals of Machinery Design

44-100 Gliwice ul. Konarskiego 18a, tel (032) 237 10 63, fax (032) 237 13 60,

anna.bzymek@polsl.pl, marek.fidali@polsl.pl

Summary

During continuous object observation with the use of a thermographic device, a sequence of thermographic images can be recorded in time function. On the basis of an acquired series of thermograms, determination of diagnostic signals and identification of changes of a machine technical state is possible. An approach presented in the paper concerns application of a Principal Component Analysis (PCA) method. In order to verify the method, an active diagnostic experiment, during which sequences of thermographic images were recorded and analyzed according to their components, was carried out. The obtained results showed that diagnostic signals provided by PCA could be used for identification of changes of a technical state as well as classification of the state with considerably high efficiency.

Keywords: machine diagnostics, thermovision, thermography, Principal Component Analysis (PCA).

IDENTYFIKACJA ZMIAN STANU OBIEKTÓW TECHNICZNYCH NA PODSTAWIE WYNIKÓW ANALIZY GŁÓWNYCH SKŁADOWYCH SEKWENCJI ZDJĘĆ TERMOGRAFICZNYCH

Streszczenie

Podczas ciągłej obserwacji termowizyjnej obiektu technicznego rejestrowana jest sekwencja obrazów w czasie. Na podstawie zarejestrowanej sekwencji obrazów możliwe jest wyznaczenie sygnałów diagnostycznych pozwalających na identyfikację stanu technicznego obserwowanego obiektu. W artykule zaproponowano metodę diagnozowania maszyn na podstawie wyników analizy składowych głównych (PCA) sekwencji obrazów termowizyjnych. W celu weryfikacji metody przeprowadzono czynny eksperyment diagnostyczny, podczas którego rejestrowano sekwencje obrazów, które poddano analizie składowych. Uzyskane wyniki wykazały, że metoda składowych głównych pozwala na identyfikację zmian stanu technicznego oraz efektywną klasyfikację stanu technicznego maszyny.

Słowa kluczowe: diagnostyka maszyn, termowizja, termografia, analiza głównych składowych.

1. INTRODUCTION

Modern machinery diagnostics is, in most cases, based on observation of residual processes like vibro-acoustic processes, thermal processes, etc. A fundamental task of diagnostics is faults detection realized on the basis of diagnostic signals extracted from process variables [3] observed by various contact and non-contact sensors. One of the measurement devices broadly applied [6] to maintenance and technical state assessment of machinery are thermovision cameras. With the use of a thermographic camera, one can carry out non-contact simultaneous temperature measurements at many points of an object and record them in a form of a thermographic image.

As a result of continuous thermovision monitoring of machinery, a sequence of thermographic images is recorded. Each acquired

image is a source of diagnostic information which can be extracted by application of proper methods of image analysis. Features extracted from every image of the acquired sequence can be treated as diagnostic signals and be applied to identification of a machine technical state as well as failure localization.

In order to estimate a technical state of a machine, a method of analysis of a sequence of thermovision image is proposed [2]. The method is based on a concept of "micro" (dynamic) and "macro" (operation) time which is frequently applied in machine diagnostics [1]; moreover, according to the method, the process of analysis of a sequence of thermographic images could be divided into two stages. The first stage of the analysis constitutes application of various image processing and analysis procedures for infrared images in order to extract image features. It enabled

* Scientific work financed from resources assigned to science in the years 2007-2009 as a research project.

us to determine diagnostic signals in “micro” and/or “macro” time (Fig. 1).

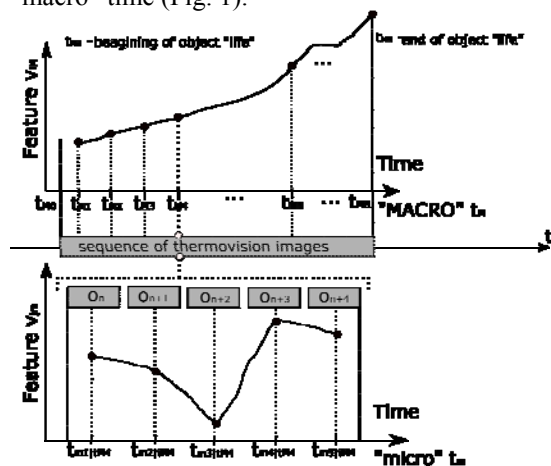


Fig. 1. Concept of analysis of thermographic signal in both “micro” and “macro” time domains

The second stage of the method referred to analysis of diagnostic signals which had been determined at the first stage. For these purposes, classical signal analysis methods can be applied. Determination of diagnostic signals on the basis of a sequence of thermographic images is an arduous task due to a huge amount of features that could be extracted from an image. The currently conducted research consists in application of different methods of IR images analysis in order to obtain diagnostic signals that include as much diagnostic information about a technical state of a machine as possible. One of the methods which could be used to determine such diagnostic signals is Principal Component Analysis (PCA). Literature [4, 5] shows that application of PCA to a sequence of thermographic images provides good results in the area of detection and characterization of structural defects of materials during active thermographic experiments.

In the article, the results of PCA application to a sequence of thermographic images acquired during operation of a rotating machine in various technical states were presented.

2. APPLICATION OF PCA TO IR THERMOGRAPHIC SEQUENCES

PCA is a common technique for reduction of dimensions of multidimensional data as well as information retrieval from data sets. It is a classical multivariate analysis based on 2nd order statistics of the data and is useful for data compression and detection of linear relations. PCA was applied to analysis of image sequences during thermal non-destructive tests [4, 5].

Let us consider a sequence of n_t IR image frames ($n_x \times n_y$ pixel) (Fig. 2) acquired during continuous thermovision observation of a machine under operational condition. The considered sequence could be represented as three dimensional data volumes $\mathbf{V}(i, j, k)$ where $i = 1, 2, \dots, N_x$, $j = 1, 2, \dots, N_y$, and $k = 1, 2, \dots, N_t$.

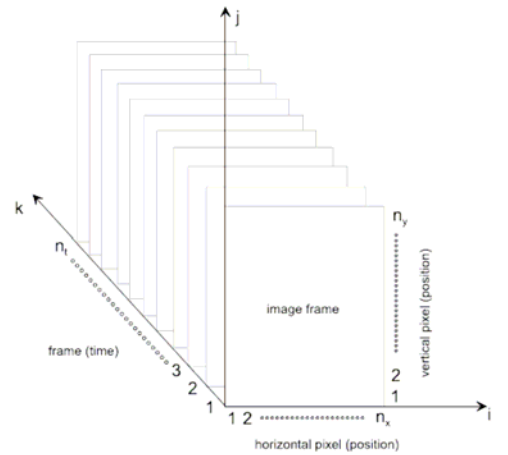


Fig. 2. Sequence of thermographic images [5]

The information contained in the original volume \mathbf{V} is in both space (e.g. hot spots, geometry and location) and in time (thermal contrast evolution). In order to perform PCA, the data set \mathbf{V} needs to be reduced to a two-dimensional array by a raster-like operation on the pixel values in each image frame producing a matrix \mathbf{A} . There are two possible ways to convert \mathbf{V} into the matrix \mathbf{A} [4].

Case 1: By regarding \mathbf{V} as a sequence of thermograms, \mathbf{A}_1 has $n_x \times n_y$ rows (each row is an unrolled image) and n_t columns. The data dimension is $n_x \times n_y$ and the number of cases (or measurements) is n_t . In this case, from a spatial (dimensional) point of view, the principal axes represent images and the projected data are temporal profiles.

Case 2: \mathbf{V} is considered as a sequence of thermal contrast profiles, \mathbf{A}_2 has n_t rows (each row is a time profile) and $n_x \times n_y$ columns. The data dimension is n_t and the number of cases is $n_x \times n_y$. In spatial interpretation, the principal axes are temporal profiles and the projected data represent images.

In the article, the first case was taken into account in order to obtain diagnostic signals in “macro” time but, also, the second one could be used in order to analyse images in “micro” time. Such analysis applied to short image sequences recorded in “micro” time allow us to evaluate new images where only data with high variation could be included. Such new images obtained at different moments of “macro” time give a sequence of images for further analysis (Fig. 1).

PCA of matrix \mathbf{A}_1 of dimension $(n_x \times n_y) \times n_t$ consists in converting it to a temporal components matrix $\mathbf{TC}_s = \mathbf{U}_s^T \mathbf{A}_1^T$ of lower dimension $s \times n_t$ ($s < (n_x \times n_y)$) by projecting \mathbf{A}_1 onto a new set of principal axis. \mathbf{U}_s is a matrix where s columns are the projection vectors that maximize the variance retained in the projected data. Each principal axis corresponds to the normalized orthogonal eigenvector of the scatter matrix $\mathbf{S} = (\mathbf{A} - \mathbf{A}_{\text{mean}})(\mathbf{A} - \mathbf{A}_{\text{mean}})^T$ of $(n_x \times n_y) \times (n_x \times n_y)$ elements. The simple approach to PCA is to use singular value decomposition (SVD) of \mathbf{S} : $\mathbf{S} = \mathbf{U} \mathbf{D} \mathbf{U}^T$ where \mathbf{U} is the eigenvector matrix (i.e. modal matrix) and \mathbf{D} is the

diagonal matrix whose diagonal elements correspond to the eigenvalues of \mathbf{S} (in a descending order). The choice of s is based on a desired amount of the variance proportion retained in the first s eigenvalues [4]:

$$r = \frac{\sum_{i=1}^s d_i}{\sum_{i=1}^{n_x \times n_y} d_i} \quad (1)$$

where d_i is the i^{th} element (eigenvalue) of the diagonal matrix \mathbf{D} . In a number of cases, more than 95% of variance is contained in the first three components, at times, in the first five components.

2.1. Active diagnostic experiment

In order to acquire a sequence of thermographic images, an active diagnostic experiment was carried out. The experiment was performed with the use of a laboratory stand consisting of a laboratory model of rotating machinery and thermovision system. During these observations, a sequence of thermograms was acquired. Thermographic images were recorded every 30 seconds. The total number of recorded images amounted to 840. The machine was working with rotation speed equal to 1150 rpm. During machine operation, the following technical states were simulated:

- S1 – machine without faults – 240 images,
- S2 – 50% throttling of air pump - 120 images,
- S3 – 90% throttling of air pump – 120 images,
- S4 - 90% throttling of air pump + clearance of second bearing mounting – 120 images,
- S5 – load of disk brake – 120 images,
- S6 – faulty bearing on 2– 120 images.

2.2. Analysis of an acquired image sequence

For the purposes of PCA, two regions of thermovision image were taken into consideration. The regions of interest (ROI3 and ROI4) included IR view of bearing housings (Fig. 3) which are interesting because most of machine failures are visible in bearings operation.

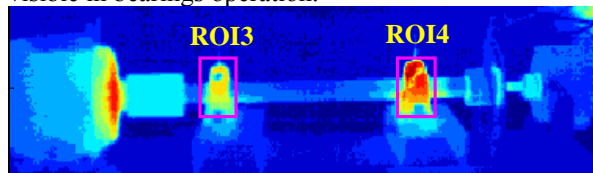


Fig. 3. Exemplary thermographic image with selected regions of interest (ROIs)

One could expect that changes in a machine technical state affect changes of bearings temperature and should be recorded in a sequence of thermographic images.

Application of PCA to the recorded sequence resulted in 600 temporal components where only the first three were taken into consideration. In figure 4 and 5, plots of temporal components for ROI3 and ROI4 were shown, respectively.

In the case of ROI3, it is clearly visible that changes of temporal component values in time function reflect changes of a machine technical state. Plots of temporal components determined for ROI4 do not show explicitly all changes in a machine technical state. Differences in abilities to detect technical state changes in the case of the considered bearings are caused by different bearings loads. It seems that any changes in a machine technical state could be more easily detectable in the first bearings. Inequality in bearing loads is caused by manufacturing and mounting imperfections.

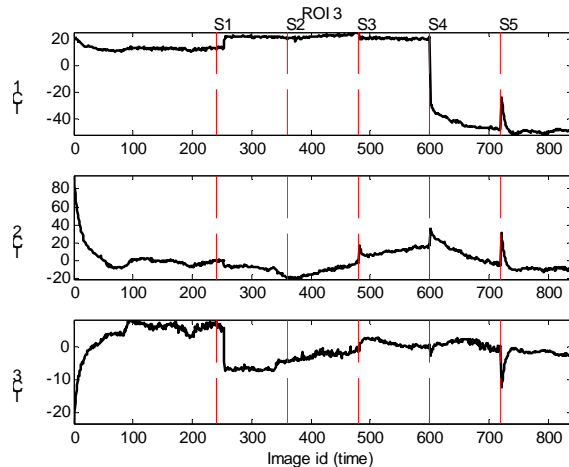


Fig. 4. First three temporal components provided by PCA for ROI3

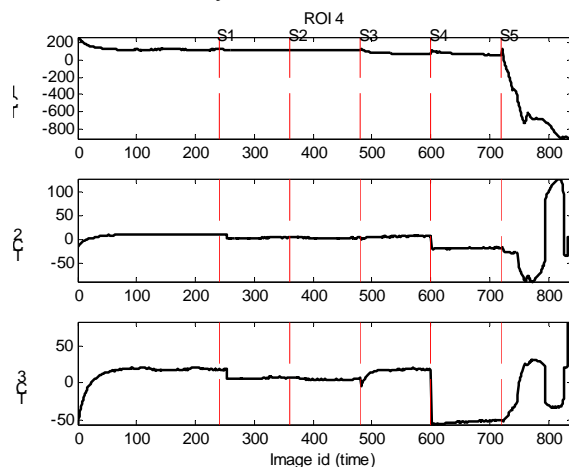


Fig. 5. First three temporal components provided by PCA for ROI4

During a diagnostic experiment, two very similar technical states S2 and S3 were intentionally simulated. Distinguishing between the two states causes considerable difficulties, especially in the case of ROI4. One could observe that the first temporal components computed for both ROIs did not enable us to simply detect the moment when a technical state passes from state S2 to S3. Better results of identification of changes in a machine technical state were provided by the second and third temporal components.

2.3. Classification of a machine technical state

In order to quantitatively estimate diagnostic signals provided by PCA, classification of a machine technical state was performed. A neural network was applied as a state classifier. The network has 4 layers: input (L_{in}), hidden (L_1 , L_2) and output (L_{out}); its parameters were presented in Tab. 1. All neurons in the input layer have input weights values equal to 1 and biases values equal to 0. Input parameters of the network were the first three temporal components. Parameters of neurons of the hidden and output layers were determined as a result of network training performed with the use of a general purpose, scaled conjugate gradient backpropagation algorithm [3].

Tab. 1. Parameters of neural network

layer	L_{in}	L_1	L_2	L_{out}
number of neurons	3	6	3	1
transfer function	linear	log-sigmoid	log-sigmoid	log-sigmoid

A number of learning examples was set to 588 as 70% of the total number of examples (840). The efficiency of classification [3] was assessed by means of calculation of a relative number of correctly classified examples:

$$eff = \frac{l_1}{l_w} \cdot 100\% \quad (2)$$

where: l_1 – number of correctly classified examples,
 l_w – number of all classified examples.

On the assumption that an acceptable error of the classification was 25%, every example that exceeded this error was classified as incorrect. The results of the classification were presented in Tab 2.

Tab. 2. Efficiency of classifier

ROI Id	Classifier Efficiency [%]
	TC1 – TC3
3	100,0
4	100,0

5. CONCLUSIONS

In the article, the results of research concerning verification of a proposed concept of machine technical state evaluation performed on the basis of results of Principal Component Analysis (PCA) of a thermographic images sequence was presented. The obtained results showed that diagnostic signals provided by PCA could be used for identification of changes of technical states. Analysis of temporal components plots allowed us to detect changes of a machine technical state. It seems that, for these purposes, the second and third temporal components are more useful than the first ones. Machine technical state classification, which was performed

on the basis of the first three temporal components, provided very good results, which confirms utility of PCA in evaluation of changes of a machine technical state.

REFERENCES

- [1] Cempel Cz. *Fundamentals of vibroacoustical condition monitoring*, in: A. Davies (ed), Handbook of Condition Monitoring. Techniques and Methodology, London, Chapman and Hall, 1998, pp. 324-353.
- [2] Fidali M.: *An idea of continuous thermographic monitoring of machinery*. QIRT 2008 Proceedings, 9th International Conference on Qualitative InfraRed Thermography, July 2-5, 2008 Kraków, Poland.
- [3] Korbicz J., Kościelny J. M., Kowalczyk Z., Cholewa W. (Eds.): *Fault diagnosis. Models, artificial intelligence, applications*, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2004.
- [4] Marinetti S., Grinzato E., Bison P. G., Bozzi E., Chimenti M., Pieri G., Salvetti O.: *Statistical analysis of IR thermographic sequences by PCA*. J Infrared Phys Technol Elsevier 46:85–91. 2005.
- [5] Rajic N.: *Principal component thermography for flaw contrast enhancement and flaw depth characterisation in composite structures*, Elsevier, Composite Structures 58, pp. 521-528, 2002.
- [6] Thomas R. A.: *The thermography monitoring handbook*. Coxmoor Publishing, Oxford, UK. 1999.



Marek FIDALI, PhD, assistant professor at Department of Fundamentals of Machinery Design. The main area of research: technical diagnostics, thermovision, modal analysis, signal and image processing



Anna BZYMEK, PhD student at Department of Fundamentals of Machinery Design. The main area of research: methods of image processing, analysis and recognition, vision systems in technical diagnostics, signal processing.

PROBLEMS OF DEVELOPMENT OF WIRELESS SENSORS FOR EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS

Tomasz BOJKO, Wojciech LISOWSKI, Jarosław BEDNARZ

AGH University of Science and Technology, Department of Robotics and Mechatronics,
Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, Poland, lisowski@agh.edu.pl

Summary

Experimental identification of structural dynamics properties of large civil engineering structures usually involves application of long signal cables during the experiment. Such cables are heavy, difficult to handle and to be laid by testing engineers, as well as they are often damaged during use. That is why recently more and more often wireless sensors have been applied in modal testing of large civil engineering structures. Authors tested application of Mica2 modules with TinyOS software for PC in measurement system. Possibility of application of GPS synchronisation of measurement of multiple MEMS accelerometers was also studied. Authors present a short description of results of testing of a prototype of the developed wireless vibration measurement system in laboratory and field. The indications for future improvement of the prototype system are discussed.

Keywords: Experimental Modal Analysis, Civil Engineering, Wireless sensors.

PROBLEMY BUDOWY I ZASTOSOWANIA SIECI CZUJNIKÓW BEZPRZEWODOWYCH W BADANIACH MODALNYCH

Streszczenie

Eksperymentalna identyfikacja dynamicznych własności strukturalnych budowli wymaga zwykle zastosowania długich przewodów sygnałowych. Takie przewody są ciężkie, kłopotliwe w przenoszeniu i układaniu oraz wrażliwe na powstawanie mechanicznych uszkodzeń w czasie użytkowania. Z tych powodów ostatnio coraz częściej w badaniach modalnych budowli są stosowane czujniki bezprzewodowe. Autorzy przetestowali zastosowanie modułów Mica2 oraz oprogramowania TinyOS dla komputera PC w systemie pomiarowym. Rozważyli także możliwość synchronizacji pomiaru przy pomocy wielu akcelerometrów MEMS z wykorzystaniem GPS. W pracy zaprezentowano opis wyników testowania zbudowanego prototypu bezprzewodowego systemu pomiaru parametrów drgań uzyskane w laboratorium i na rzeczywistym obiekcie. Wskazano kierunki doskonalenia zbudowanego prototypu systemu pomiarowego.

Słowa kluczowe: Eksperymentalna Analiza Modalna, diagnostyka obiektów budowlanych, czujniki bezprzewodowe.

1. INTRODUCTION

Some of the Civil Engineering (CE) structures focus attention of engineers who investigate dynamics of systems due to specific shape and/or size. The considered group of structures that are referred to by the authors as the large ones, comprises: skyscrapers, stadiums, bridges, tunnels, dams, towers, masts, antennas, tall factory chimneys and large elastic foundations. All of the mentioned objects possess considerable compliance what makes them susceptible to external loads that cause both static and dynamic deflections. Depending on the type of the structure it might be subjected to effect of: wind, water current as well as waves, ground movement (micro-seismic phenomena) and various kinds of forces induced by traffic. Deflections caused usually by a composition of the listed above loads may produce problems with a proper service of such the structures (large static deformation, high

amplitude vibration) and sometimes even their irrevocable damage due to the occurrence of excessive stresses. The branch of the system dynamics that deals with elastic deflection resulting from dynamic loads is called structural dynamics [1]. Generally, the way a structure vibrates depends on properties of the materials, dimensions and the way the structure is connected with its environment (boundary conditions). Sometimes in engineering practice other effects like change of the properties of materials due to variation of loads as well as temperature distribution as well as variations have to be also considered. The most common way of taking into account the structural dynamic parameters of large CE structures is determination of these properties by numerical simulation during the design process. As there exist some uncertainties dealing with: values of material properties, dimensions, properties of connections of various elements of the structures as well as of the boundary conditions it is

very common to investigate the structural dynamic properties experimentally in a procedure of system identification based on vibration measurement. Additionally, nowadays, more and more often parameters of structural dynamic models are being used as the base of condition monitoring and/or diagnostics [2]. The experimental system identification technique aiming at determination of the structural dynamic properties is called Experimental Modal Analysis (EMA) [3, 4, 5].

2. EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS OF CIVIL ENGINEERING STRUCTURES

The direct aim of EMA is estimation of natural frequencies ω_r , modal dampings (damping ratios) ζ_r , and mode shapes ψ_r , $r=1, 2, \dots, n$ [4]. These three types of parameters are elements of the modal model of a system under consideration and they do not depend on the excitation $F(t)$.

Usually the spatial distribution of mass, damping and stiffness is being described in practice by certain (quite a large number in case of Finite Element Method use) amount of lumped elements.

Determination of the modal model is physically equivalent to a transformation of a lumped parameter (mass, damping and stiffness) dynamic system to a set of independent oscillators

The experimental techniques of determination of the modal model base on definition of the dynamic compliance $H(\omega)$, that is a ratio of the Fourier transform $X(\omega)$ of response signals $x(t)$ to the Fourier transform $F(\omega)$ of the excitation $F(t)$. It might be determined basing on results of simultaneous measurement of the excitation forces $F(t)$ and responses $x(t)$ to these excitations [3, 4, 5].

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (1)$$

On the other hand, the dynamic compliance $H(\omega)$ depends on modal model parameters [4] in the following way:

$$H_{ik}(j\omega) = \sum_{r=1}^n \left(\frac{p_r \psi_{ri} \psi_{rk}}{j\omega - \lambda_r} + \frac{p_r^* \psi_{ri}^* \psi_{rk}^*}{j\omega - \lambda_r^*} \right) \quad (2)$$

$i, k = 1, 2, \dots, N$

where: p_r - a r -th constant scaling coefficient.

Assumptions of the EMA comprise: linearity, Maxwell reciprocity, stationarity and low or proportional values of damping coefficients [4].

The traditional approach to the experimental identification of modal parameters consists in excitation of a single mode shape at a time. Usually the harmonic excitation forces are used. In case of the CE structures:

- for slender, tall structures (like masts or chimneys) the sudden release of elastic cords attached to the object in a way corresponding to maximum amplitudes of

deflections of mode shapes under investigation may be practiced,

- for bridges the sudden release of loading masses suspended under the bridge may be practiced.

The mentioned techniques of modal testing base on analysis of damped free vibrations of the tested objects for their actual boundary conditions.

In engineering practice of EMA usually Phase Separation Method (PSM) [5] - commonly identified with EMA is used. During the experiment the response to wide frequency band excitation forces (impact, broad band white noise or swept harmonic ones) is measured along with the excitations. The parameter estimation techniques [3, 4, 5] that assure effective discrimination of the mode shapes which were excited during experiments are precise but considerably sophisticated and that is why the estimation has to be computer assisted. The PSM method is widely applicable in engineering practice in laboratory conditions as well as in the industrial environment, if only there exists possibility to measure excitation forces. There are at least three examples for which measurement of forces is technically difficult, if possible at all. These are cases of modal testing of: means of transportation during motion, rotating parts during motion or, the last but not the least, CE structures in service.

Let us focus attention on the CE structures. There exist specialized testing facilities like European Laboratory for Structural Assessment [6] or Building Research and Consultancy [7] where full scale structural testing of buildings and/or bridges is carried out. The use of such the facilities is limited in case of large CE objects partly since they cannot be moved as a whole to the testing facilities and partly due to difficulty of replaying of the tested structure real (field) boundary conditions during the laboratory testing.

In the field conditions, in which CE structures are typically structurally tested, initiation of their appropriate vibration constitutes quite a serious problem. Demand of use of considerable values of amplitude of the excitation forces during testing, which is a consequence of substantial mass and stiffness of large CE structures, causes that the actual excitation amplitude values have to be rather calculated than precisely measured in case of application of large impact devices (a dropped mass) [8] or unbalance mass exciters [8] that are attached during testing to the tested structure. Additionally, preparation to such tests is time consuming, so that the required interruption in service of the tested structures limits the applicability of the mentioned excitation techniques.

Faster development of EMA of large CE structures followed the change of the attitude of the testing engineers to the necessity of measurement of excitation forces during testing. The Operating Deflection Shape (ODS) [9] analysis, practiced in mechanical engineering, started to be applied to analysis of results of vibration testing (the technique

was referred to as Basic Frequency Decomposition [10]) of CE structures that were subjected during service to environmental (wind etc.) or operational (traffic etc.) loads. The considered technique was inappropriate for identification of the close (in frequency) mode shapes. This drawback was overcome partly with introduction of operational Least Squares Complex Exponential (LSCE) modal parameter estimation algorithm [11], the tool of Operational Modal Analysis (OMA). Later CMIF [4] or Frequency Domain Decomposition [10] parameter estimation technique was introduced, but the real breakthrough in structural testing of large CE structures came with application of stochastic subspace identification (SSI [12]) estimation technique [8]. The most effective in use proved to be Balanced Realisation (BR) algorithm. The SSI algorithms are superior to other ones as they tolerate some nonstationarity of measured signals and might be effective even when some modes are excited only occasionally.

The problem of efficient testing corresponds to the excitation force spectrum. Majority of modal parameter estimation methods assume white noise ambient excitation what is not always achievable in engineering practice. That is why the application of sophisticated estimation methods like SSI or operational PolyMAX [13] does not compensate the general drawback of their use i.e. identification only of mode shapes that were actually excited during the experiment and that were appropriately represented in the recorded signals as a result of the type of spectrum of excitation forces present during experiments. By the way, due to unmeasured excitations the identified mode shapes are not scaled and their scaling requires usually carrying out of an additional experiment [14].

Testing of large CE structures becomes more and more applicable nowadays. First, the experimental modal model is used for validation of results of numerical calculations. EMA is the only way of determination of structural parameters when no validated numerical structural dynamics (usually FE) model is available. Additionally, more and more often modal parameters are being used for condition monitoring (occasional or permanent) of large CE structures [15].

Selected examples of investigation of structural dynamics properties of CE structures comprise testing of: skyscrapers [16], stadiums [17, 18], bridges [19, 20, 21], tunnels [22], and large elastic foundations [23].

Structural testing of CE structures might base on: relative displacement, absolute acceleration or strain measurement [15].

There are three important problems of modal experiment carried out on large CE structures:

- how to apply appropriate sensors,
- how to transfer measured signals to the dynamic signal recorder or analyzer,

- how to carry out analysis of the recorded signals and make the results accessible.

The vibration sensors used for structural dynamics testing of large CE structures are usually the seismic accelerometers to assure appropriate accuracy of measurements in low frequency range (<10Hz). The sensitivity of the used accelerometers varies from 0.1 V/m/s² (piezoelectric sensors, 0.5Hz÷2kHz of measuring frequency range and mass of 0.21 kg [24]) up to 250 V/m/s² (capacitive sensors, 0÷50Hz of measuring frequency range and mass of 7 kg [25]). The sensors have to be resistant to the operational conditions encountered during field type of testing. The properties of the sensors should not vary considerably with change of environmental conditions (e.g. temperature) and time, what altogether makes the appropriate vibration sensors quite expensive devices.

Presently, transfer of the measured signals consists usually in the analogue type of transmission via a signal cable that connects a sensor to a recorder/analyzer. In case of large CE structures this technique cause many problems. Long signal cables are difficult to be laid and then removed after testing. They are susceptible to mechanical damage due to forces applied by the testing engineers as well as caused by the own weight of the cables. Some loss of measuring signal energy occurs during transmission via long cables and the motion of cables along with a tested structure may induce electrical distortions to measuring signals.

There exists a need to carry out many structural tests of various objects in a relatively short period of time what indicates that the applied measurement system should be mobile to be easily transferred from one object to another [15]. There is also a problem of minimising of power consumption of the measurement system, important in the field conditions.

Finally, when application of vibration parameters in condition monitoring or Structural Health Monitoring (SHM) systems is considered the price of the measurement system should be minimised, the signal transmission distortion should be kept low and remote as well as easy access to the signal records should be assured.

One of the factors that contribute considerably to progress in structural testing of large CE structures is the wireless technology.

3. WIRELESS TECHNOLOGY IN PRACTICE OF DYNAMIC MEASUREMENT

Direct benefit of application of Wireless Measurement Systems (WMS) is an increase of number of the measuring points and simplification of measuring systems due to cable length reduction.

The authors focused on development of a wireless accelerometer based measuring system. The properties of the typically used accelerometers are discussed in [26].

In order to identify parameters of the structural model it is necessary to record extensive data-set of structural response. Currently, these data sets are collected by expensive wired and powered data acquisition systems, which consist of one central unit with fixed number of channels. Each channel is connected to one sensor by wired connection acting as 'antenna' for all electrical noise common in industry environments. Data acquisition system consists of signal conditioning, data storage unit and power supply. The time for set up of wired system can take 2-3 weeks in case of large structures [27].

Wireless measurement systems can reduce cost of the whole system due to low cost per channel and simplification and freedom of sensor placements. The general block diagram of classic and wireless measurement solution is presented in figure 1.

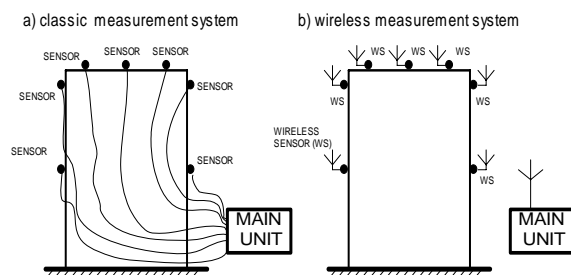


Fig. 1. Block diagram of classic and wireless measurement system.

There are still many important problems concerning application of WMS, which are being investigated. Some of them like: a set of sensors organization, data synchronization or energy consumption are discussed briefly in following subsections.

3.1. Wireless measurement system sensor topology

There are two standard network topologies widely used in practical implementation of WMS [28]:

- Star topology – uses one of the node as a central base station, which communicates directly with each sensor in the network. This topology needs small software overhead during protocol development but, at the same time, it reduces distance between sensors and requires higher energy consumption for the whole network. With this topology it is relatively simple to design an accurate synchronization technique. Finally, this topology enables fast replacement of standard measurement system to wireless solution.
- Mesh topology – enables to design large sensor networks with small energy consumption, distributed over the structure, but requires difficult structure of communication protocol and synchronization technique. This kind of network structure is suitable for SHM purposes.

The described above network topologies are shown in figure 2.

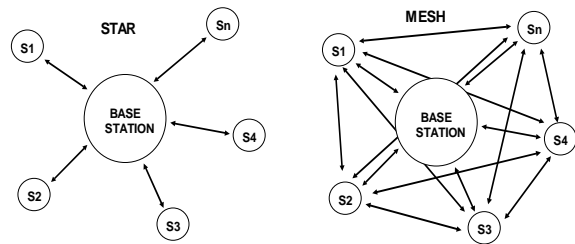


Fig. 2. Star and mesh topology of wireless measurement system.

3.2. Wireless measurement system synchronization methods

Precise data synchronization mechanism in WMS must be implemented for further proper parameter estimation. Difference in phases of measured signals may lead to considerable errors of modal parameters estimation. There are several methods for data synchronisation:

- distributed synchronization – that bases on distribution of reference time over the sensor network. There are few possible realizations of this method like: network time protocol NTP [29], reference broadcast synchronization RBS [30], timing-sync. protocol for sensor networks [31] and time diffusion protocol TDP [32],
- 'post-facto' synchronization – that bases on calculation of the transfer time between sensor and base station and further data synchronization at the base [33],
- GPS based solutions – that bases on precise time synchronization at the sensor node by Pulse Per Second (PPS) signal and time information received from serial output of the GPS receiver [26, 34].

The choice of the synchronization method depends on many additional factors like:

- required power consumption – the least power consuming method is the 'post facto' synchronization, which enables to achieve accuracy in the order of ms,
- network topology – the distributed synchronization gives the good results in mesh based sensor networks but this method requires high energy consumption,
- synchronization accuracy – the GPS solution the best synchronization accuracy gives the best synchronization accuracy within few μ s but requires satellite signal source and higher power consumption.

In the measuring system developed by the authors the 'post-facto' synchronization and GPS synchronization mechanisms were implemented.

3.3. Energy consumption

One of the most important parameters of WMS is overall energy consumption. In case of large scale SHM systems located over the structure the energy consumption should be as low as possible, allowing of years of active operations. In case of vibration

measurement systems there is great potential of energy harvesting from the vibrating object [35], in case of outdoor systems it is possible to use solar energy or wind energy. Harvested energy is transformed to electrical energy and stored in batteries. The energy consumption highly depends on applied hardware and software, so great care should be taken during design of wireless systems operating for years.

In case of measurement for EMA of CE applications the problem of energy consumption is less important, because high capacity batteries or AC mains energy may be applied.

The developed by the authors wireless sensor was powered from high energy battery.

4. PROBLEM DEFINITION AND PROPOSED SOLUTION METHOD

Basing on analysis of problems of application of EMA to large CE structures and properties of available wireless signal transmission techniques the authors decided to develop and implement a WMS which:

- assures correct estimation of modal parameters,
- is easy applicable to EMA of large CE structures,
- has a low energy consumption.

In this section two developed solutions are reported.

4.1. Measurement system based on MICA2 modules with TinyOS

The general view of the first considered wireless system [36] that was intended to be used on CE objects is presented in the figure 3.

The reported solution uses MICA2 wireless modules as sensors nodes of the star topology wireless network. The sensor software was developed using TinyOS operating system, enabling data acquisition, storage and transfer. The data synchronization was achieved using 'post facto' technique.

The developed MoteViewer application was running on PC over the wireless base station that controls synchronization and proper data transfer from sensors.

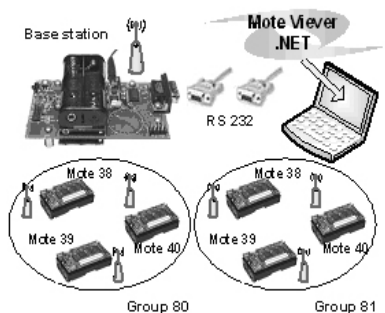


Fig. 3. General scheme of first WMS for testing CE objects.

Wireless modules enable acquisition of 20 seconds long vibration signal with frequency of 200 Hz. The limitation of the storage time comes from FLASH memory applied on MICA2, the sampling frequency is also limited to 200Hz due to software overhead of TinyOS operating system. A measured signal coming from an Oceana Sensors [37] integrated accelerometer with 10g measurement amplitude range is sampled on the module by 10 bit AD converter and saved in flash memory. After reception of all samples data can be transferred over the radio to the base station for synchronization with data coming from the other sensors, and then analyzed.

The results of the first tests of the measuring system prototype were unsatisfactory. The analysis of the recorded data showed that the measured signals had great noise level at 25 Hz and measured amplitude was very small comparing to full scale of A/D converter. The source of noise at the 25 Hz comes from flash write procedure and its high influence to amplifier built inside the applied accelerometer. This unwanted feature was difficult to overcome due to completed electronic circuit and lack of additional accelerometer documentation. The small amplitude of the signal and poor parameters of A/D converter (actual resolution of 8 bits) implemented on MICA2 caused additional problems with proper signal analysis. The authors decided to design and implement their own wireless sensor which is briefly described in the next subsection.

4.2. Developed measurement system based on GPS synchronization

The diagram of the second WMS developed by the authors is presented in figure 4. The base module of the system contains acquisition board equipped with: ATmega 128 controller, 4 Mbit flash memory, 9 independent channels of 16 bit resolution A/D converters, a temperature sensor, adjustable low pass filters and supply circuits for controllers, filters and sensors. The base module allows connecting a 16LVS GPS signal satellite Garmin receiver.

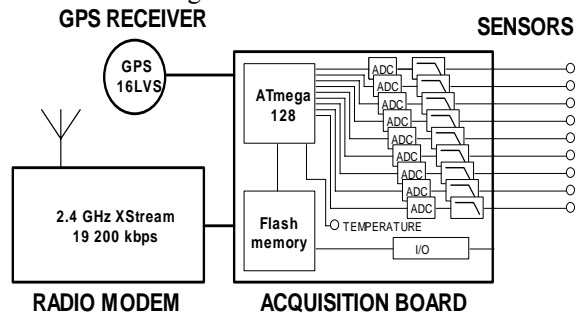


Fig. 4. Diagram of the developed WMS.

Serial output of the GPS sensor is used for time reception and the digital input PPS signal is used for $\pm 1 \mu\text{s}$ synchronization of the modules over the network. As a radio module the XStream 2.4GHz OEM radio modem from MaxStream [38] was

chosen. The parameters of the radio module allow user implementation of different network strategies and supply long range data transfer up to 180 m for indoor and 16 km for outdoor applications. The maximum data transfer achieved by the applied radio modem is 19.200 kbps, which is sufficient for the presented application. The applied sensors from Oceana Sensors [37] have integrated amplifiers with voltage output and sensitivity of 1000 mV/g with 4 g maximum acceleration amplitude.

The maximum current consumption of the complete WMS is equal to 250 mA and with applied battery pack of 5000 mA capacity allows for 20 hours of continuous operation. The maximum sampling frequency of the module is 500 Hz. The module was also equipped with specially developed T-LC noise cancellation filter for sensor supply. First test on the structure showed that obtained metrological properties are sufficient for testing carried out on CE objects. The general view of the developed wireless sensor is presented in fig. 5.



Fig. 5. Picture of developed WMS.

5. ASSESSMENT OF PERFORMANCE OF THE PROTOTYPE WMS

The testing of the prototype of the developed measurement systems consisted of three stages:

- comparison of the measurement results obtained with use of a set of wireless sensors with each other as well as with a reference acceleration sensor,
- comparison of values of modal parameters estimated basing on the simultaneous measurement carried out with use of a set of wireless sensors and a set of standard accelerometers.
- a trial measurement aiming at identification of modal model of a bridge structure.

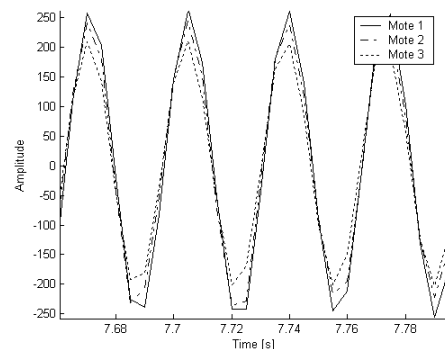
For recording of signals provided by the used standard accelerometers the multi-channel LMS SCADAS III dynamic signal analyzer was used.

5.1. Comparison of measurement results in the time domain

Checking the data synchronization between sensors was the main purpose of the first stage of testing. The experiment was done for a set of three

sensors. The sensors were attached to an electrodynamic shaker and excited with 30 Hz sinus wave. The results of comparisons of time signals and estimated spectra are presented in fig. 6.

a)



b)

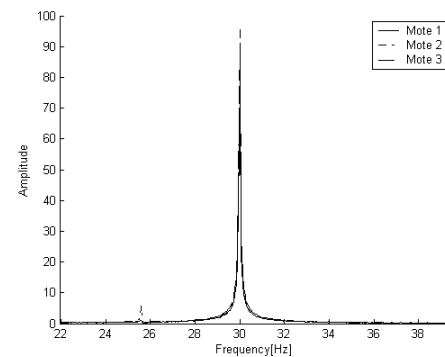


Fig. 6. Comparison of time signals (a) and of amplitude spectra (b).

The recorded time histories of all wireless sensors and of the reference signal correspond each other. There was found no phase shift between signals measured by various sensors what proved appropriate properties of the measured signals for application in EMA.

5.2. Modal analysis of laboratory test frame

The aim of experiment carried out during the second stage of testing was to estimate modal parameters of the object presented in figure 7 using OMA technique basing on measurement done with use of the developed WMS.

a)



b)

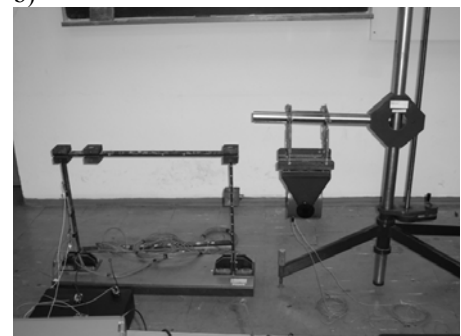


Fig. 7. a) geometry of measured object, b) experimental setup

The excitation signal (provided by electrodynamic shaker) was a frequency band limited (0÷200 Hz) white noise. The testing was composed of the two following experiments:

- experiment for MICA2 sensors,
- experiment for WMS based on GPS synchronization.

The first experiment was completed in 5 measurement runs. During each run the time signals were recorded. The sensors were placed at different locations during each measurement run. For estimation of modal parameters BR OMA algorithm implemented in VIOMA [39] toolbox was used.

The results of the 1st experiment are presented in table 1, examples of estimated modes shapes are presented in figure 8. The comparison between mode shapes was done with use of Modal Assurance Criterion (MAC) [4].

Table 1. Modal parameters of laboratory test frame estimated during the 1st experiment.

Wireless sensors		MAC [%]	Piezoelectric accelerometers	
Natural frequency [Hz]	Modal damping ratio [%]		Natural frequency [Hz]	Modal damping ratio [%]
10.96	2.36	90	11.22	3.96
25.50	0.17	---	---	---
---	---	---	37.71	1.66
43.89	0.72	95	44.06	0.78
51.06	0.35	---	---	---
59.43	2.52	88	59.89	2.58
82.09	0.51	---	---	---

The analysis of results of the first experiment showed that, in case of application of MICA2 sensors, the performance of the implemented A/D converter was unsatisfactory for precise representation of acceleration in the recorded data.

$\omega_1=10.96$ Hz



$\omega_4=43.89$ Hz



Fig. 8. Examples of mode shapes of test frame estimated during 1st experiment.

There appeared also a problem with insufficient sensitivity of the used sensor. For the mentioned

reasons the resultant quality of estimation of modal parameter was poor.

The problems encountered during the first experiment of testing made the authors improve the developed WMS. The improvements consisted in: use of GPS synchronization, application of a better A/D converter and accelerometers of higher sensitivity.

The results of second experiment are presented in table 2. Examples of estimated modes shapes are presented in figure 9.

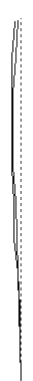
Table 2. Modal parameters of laboratory test frame estimated during the 2nd experiment

Wireless sensors		MAC [%]	Piezoelectric accelerometers	
Natural frequency [Hz]	Modal damping ratio [%]		Natural frequency [Hz]	Modal damping ratio [%]
11.07	3.18	90	10.96	2.77
43.81	0.97	95	43.92	0.77
59.60	2.52	95	59.63	2.09
81.58	1.58	47	82.24	2.10
118.91	0.50	79	119.30	0.26
121.33	0.31	51	121.24	0.32
158.58	0.30	75	158.28	0.32
159.95	0.28	33	160.53	0.26

Analysis of the results presented in table 2 shows that all mode shapes of system present in the considered frequency range were estimated properly. The relatively high differences in the compared estimated modal damping ratios values are common in practice of EMA. At current stage of the considered WMS development the authors are convinced that the results of the second stage of testing proved its applicability to EMA.

The additional experiment was carried out on the tested frame.

$\omega_2=43.81$ Hz



$\omega_5=118.91$ Hz



Fig. 9. Examples of mode shapes of tested frame estimated during the 2nd experiment.

Higher amount of measuring points was used during the additional experiment. The enhanced geometry of the tested object is showed in figure 10.

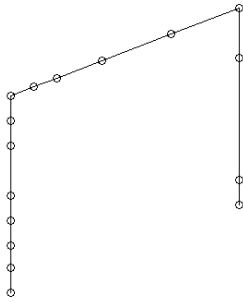


Fig. 10. Geometry of measured object.

The results of the additional experiment are presented in table 3.

Table 3. Modal parameters of laboratory test frame.

Wireless sensors		MAC [%]	Piezoelectric accelerometers	
Natural frequency [Hz]	Modal damping ratio [%]		Natural frequency [Hz]	Modal damping ratio [%]
43.91	0.64	95	43.85	0.78
59.74	2.29	98	59.68	2.41
118.71	0.60	97	118.89	0.61
155.88	0.57	94	155.49	0.48
159.28	0.78	86	158.53	0.49

The achieved level of correspondence of modal parameters obtained with use of signals measured by the developed WMS and by the applied standard measuring system was considered to be satisfactory.

5.3 Modal analysis of a single bridge span

The last stage of testing of the developed WMS was modal experiment carried out on one span of a bridge. The measuring set-up during the testing is showed in figure 11.



Fig. 11. Measuring set-up during modal testing of a bridge span

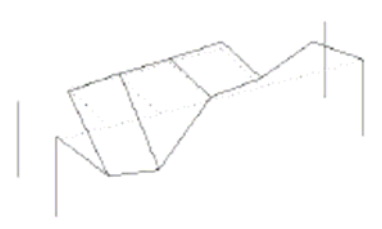
Values of the estimated natural frequencies and modal damping coefficients are listed in table 4. The

example of the estimated mode shapes is presented in figure 12.

Table 4. Modal parameters of a span of a bridge.

Wireless sensors		MAC [%]	Piezoelectric accelerometers	
Natural frequency [Hz]	Modal damping ratio [%]		Natural frequency [Hz]	Modal damping ratio [%]
2.16	18.68	30	1.84	3.77
3.16	5.47	58	3.16	2.76
5.24	3.43	33	5.43	2.52

a) 5.24 Hz



b) 5.43 Hz

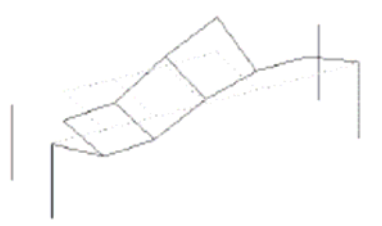


Fig. 12. An example of identified mode shapes (a) wireless test, (b) traditional test

The obtained results of modal identification were compared with results obtained (a year earlier) with use of the standard measuring system. In the considered frequency range 3 mode shapes were identified. Two of them possess high qualitative resemblance to results obtained with use of the standard measuring system.

One pair of compared natural frequency values consists of almost equal values. Nevertheless at the moment the results of the both considered tests are not sufficiently consistent to fulfill the demand of correct parameter estimation due to low correlation of the identified mode shapes. There is a variety of reasons that might cause the obtained inconsistency of results. Some of them are: application of low cost sensors that are not suited to accurate measurement at low frequency range (problem of a large constant value of spectrum amplitude), limited excitation forces arising during the testing due to traffic jams, low number of sensors applied what caused necessity to carry out five partial experiments, ambient temperature and humidity variation. The authors plan to repeat the testing with use of the more sophisticated sensors

On the other hand when demand of easy applicability is considered the used WMS proved to be very convenient in use. The main benefits of use

of the system covered: easy placement of necessary cabling (to connect sensors to the base modules), no need to pass any cables across the roadway as well as no need to use any extra power supply. Some problems were caused by relatively slow rate of radio transmission of collected data to computer after the measurement. This becomes important when during modal tests the base modules should be used many times due to necessity to perform a set of partial experiments. The optional direct wire connection (RS) of the modules to a computer was implemented in each module to overcome this problem when necessary.

The energy consumption of the measurement system proved to be small during the carried out experiment. Majority of the initially stored energy was still available in batteries after the test.

Finally, it should be noted that the developed WMS was positively assessed by the modal testing engineers. The idea of use of modules connected by cables with sensors located nearby proved to be convenient for application in modal testing. In the opinion of the authors such a solution is not the best choice in case of use for the condition monitoring purpose, when capability of each sensor to transfer the data in a wireless way to the computer seems to be very useful.

6. SUMMARY

Preliminary assessment of performance of the prototype wireless measurement system proved its applicability to experimental modal analysis of large civil engineering structures. Application of wireless transmission technology makes it applicable also for condition monitoring (SHM) purpose.

The proposed solution the time synchronisation problem based on GPS signal is very accurate and offers independence of the synchronization from the sensor network topology.

It seems to be possible still to lower the power consumption of the developed sensors to make them more convenient in applications to condition monitoring. One of the suggested research directions consists in optimization of the necessary time for power down and wake up period of the GPS sensor in order to keep synchronization time under the specified value.

REFERENCES

- [1] Geradin M., Rixen D. *Mechanical vibrations. Theory and application to structural dynamics*. Wiley InterScience 1994.
- [2] Natke H.G., Cempel C.: *Model-Aided Diagnosis of Mechanical Systems*. Springer 1997.
- [3] Ewins D.J. *Modal Testing: Theory and Practice*. Research Studies Press Ltd. 1985.
- [4] Heylen W., Lammens S., Sas P. *Modal Analysis Theory and Testing*. Katholieke Universiteit Leuven, Departement Werktuigkunde, Leuven 1997.
- [5] Maia N., Silva J. (Ed.): *Theoretical and Experimental Modal Analysis*. Research Studies Press Ltd. 1997.
- [6] www.elsa.jrc.it
- [7] www.bre.co.uk
- [8] Peeters B., Ventura C.: *Comparative study of modal analysis techniques for bridge dynamics characteristics*. Mechanical Systems and Signal Processing 2003; 17(5): 965-988.
- [9] Richardson M. H.: *Is it a mode shape or an operating deflection shape?* Sound and Vibration. 1997; 54-61.
- [10] Brincker R., Zhang L., Andersen P.: *Modal identification from ambient responses using frequency domain decomposition*. Proceedings of XVIII IMAC SEM USA. 2000; 625-630.
- [11] Hermans L., Van der Auweraer H.: *Modal Testing and Analysis of Structures under Operational Conditions*. Mechanical Systems and Signal Processing. 1999; 13(2): 193-216.
- [12] Basseville M., Benveniste A., Goursat M., Hermans L., Mevel L., Van der Auweraer H.: *Output-only subspace-based structural identification: from theory to industrial testing practice*. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. 2001; 123: 668-676.
- [13] Peeters B., Vecchio A., Van der Auweraer H.: *PolyMAX modal parameter estimation from operational data*. Proceedings of ISMA2004. 2004; 1049-1063.
- [14] Parloo E., Cauberghe B., Benedettini F., Alaggio R., Guillaume P.: *Sensitivity based operational mode shape normalization: application to a bridge*. Mechanical Systems and Signal Processing. 2005; 19(1): 43-55.
- [15] Wenzel H., Pichler D.: *Ambient Vibration Monitoring*. Wiley InterScience 2005.
- [16] Tamura Y., Zhang L., Yoshida A., Cho K., Nakuta S., Naito S.: *Ambient vibration testing and modal identification of an office building*. Proceedings of XX IMAC SEM USA. 2002; 741-771.
- [17] Magalhaes F., Caetano E., Cuhna A.: *Operational modal analysis of the Braga Sports Stadium suspended roof*. Proceedings of XXIV IMAC SEM USA. 2006; 318-327.
- [18] Ta. N. N., Lardies J.: *Modal analysis of stadium by time domain method*. Proceedings of XXIV IMAC SEM USA. 2006; 99-108.
- [19] Peeters B., Dameekens F., Magalhaes F., Van der Auweraer H., Caetano E., Cuhna A.: *Multirun operational modal analysis of the Guardian cable-stayed bridge*. Proceedings of XXIV IMAC, SEM USA. 2006; 86-99.
- [20] Peeters B., De Roeck G., Caetano E., Cuhna A.: *Dynamic study of the Vasco da Gama Bridge*. Proceedings of ISMA2002. 2002; K.U. Leuven; 545-553.
- [21] Meo M., Zumpano G, Meng X., Cosser E., Roberts G., Dodson A.: *Measurements of dynamic properties of a medium span suspension bridge by using the wavelet transforms*.

Mechanical Systems and Signal Processing. 2006; 20(5); 1112-1133.

- [22] Chen S., Delatte N., Maini N., Helton D., Robinson C., Dunn A., Hawkins R. *Modal testing of Palisade tunnel*. Proceedings of XXI IMAC SEM USA. 2003; paper #227.
- [23] Lisowski W., Uhl T.: *Vibration testing of a turbomachinery foundation in operational conditions*. Proceedings of 2nd International Conference on Identification in Engineering Systems. 1999; Univ. of Wales Swansea; 295-304.
- [24] www.pcb.com
- [25] www.kinemetrics.com
- [26] Bojko T.: *Smart Sensor Solutions for mechanical Measurements and Diagnostics*. Metrology and Measurement Systems. 2005; XII(1); 95-104.
- [27] Lynch J. P. and others: *A wireless modular monitoring system for civil structures*. 2002; USA
- [28] Lewis F. L.: *Wireless Sensor Networks: Smart Environments, Protocols and Applications*. Wiley: New York, 2004.
- [29] *Network Time Protocol (Version 3) Specification, Implementation, and Analysis*. Network Working Group RFC 1305; 1992.
- [30] Elson J., Estrin D.: *Fine-grained Network Synchronization using Reference Broadcasts*. Proceedings of the Fifth Symposium on Operating Systems Design and Implementation (OSDI 2002). 2002; Boston, USA.
- [31] Ganeriwal S. and others: *Timing-sync Protocol for Sensor Networks*. ACM Conference on Embedded Networked Sensor Systems (SENSYS 2003).
- [32] Weilian S, Akyildiz I. F.: *Time-Diffusion Synchronization Protocol for Wireless Sensor Networks*.
- [33] Ning Xu and others: *A wireless Sensor Network For Structural Monitoring*. Proceedings of SenSys 04. 2004; Baltimore, USA.
- [34] Le Cam and others *Synchronization of Wireless Sensors: Review of Methodologies, Experience Feedback of the very precise GPS Solution*. 2006; *Proceedings of 3rd European Workshop on Structural Health Monitoring*.
- [35] Sodano H., Magliula G., Park G., Inman D. J.: *Power harvesting using smart materials*. International Conferences on Adaptive Structures Technology, Potsdam; 12-21.
- [36] Bojko T., Chmaj G.: *Bezprzewodowy system pomiarowo-diagnostyczny*. 2006; *Diagnostyka* 3(39)/2006; 291-296.
- [37] www.oceanasensors.com
- [38] www.maxstream.com
- [39] Uhl T., Lisowski W., Kurowski P.: *In - operation modal analysis of mechanical structures*. AGH Press: Krakow, 2001.



author of several publications on rapid prototyping of control systems, MEMS and problems of application of wireless sensor systems.



M.Eng. (1987) and Dr.Eng. (1995) **Wojciech LISOWSKI** from AGH University of Science and Technology (Mechanical Engineering and Robotics Faculty), Kraków, Poland. Author and co-author of 5 monographs and 19 papers on experimental vibration analysis and 2 textbooks on robotics. His scientific interests deal with: vibration testing and experimental modal analysis of machines, aircraft and civil engineering structures. Now lecturer and researcher at Department of Robotics and Mechatronics, (AGH-UST Kraków).



M. Eng. **Jaroslaw BEDNARZ** since 2004 has been a Ph. D. student at Department of Robotics and Mechatronics, AGH University of Science and Technology, Kraków, Poland. His scientific interests comprise: modal analysis, artificial neural networks, diagnostics of rotating machinery, vibration analysis and condition monitoring. He is co-author of several papers on these topics.

ENERGETIC CHARACTERISTICS OF PRESTRESSED CONCRETE BEAMS DEGRADATION

Henryk KAŹMIERCZAK¹⁾, Tadeusz PAWŁOWSKI¹⁾, Jacek KROMULSK¹⁾, Roman BARCZEWSKI²⁾

¹⁾ Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych 60-963 Poznań, ul. Starołęcka 31
tel. 061.8712279, e-mail: kazmhenr@pimr.poznan.pl,

²⁾ Politechnika Poznańska Instytut Mechaniki Stosowanej, 60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3
tel. 061.6652390 e-mail: roman.barczewski@put.poznan.pl

Summary

This paper presents spatial, energetic characteristics of vibration loads, describing diagnostic conditions of specific mechanical object. The method is applied in structural changes in mechanical objects. The beam has been subjected to a cyclic one-sided bending. In particular stages of the structure's cyclic loading the transverse dynamic power has been increased to 2 kN, from 4 to 24 kN. The frequency of cyclic overloading and transverse unloading of the beam oscillated between 0.1- 0.3 Hz. A dynamic effect of the beam's loads was a gradual degradation of its structure. The beam's degradation state, caused by the increase of load, showed the changes of characteristics' maxima frequencies. The decrease of the frequency of the beam's natural vibrations was a result of the decrease of its dynamic rigidity and the changes of the internally dissipated energy. Maxima for high loads characterised the process of cracking and breaking of the beam.

Keywords: degradation state, structural changes, dynamic rigidity, prestressed concrete beam.

OCENA STANU DEGRADACJI BELEK STRUNOBETONOWYCH ZA POMOCĄ ANALIZY ROZKŁADU MOCY

Streszczenie

W artykule przedstawiono zastosowanie metody analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych do opisu stanu technicznego obiektu i procesu degradacji obiektu mechanicznego. Metoda stosowana jest w badaniach zmian strukturalnych w obiektach mechanicznych. Belkę struno-betonową poddawano wieloetapowemu cyklicznemu zginaniu jednostronnemu. W poszczególnych etapach cyklicznego obciążania struktury siła dynamiczna poprzeczna była zwiększana o 2 kN, od 4 do 24 kN. Częstotliwość cyklicznego obciążania i odciążania poprzecznego belki zawierała się w granicach 0.1 - 0.3 Hz. Stan degradacji belki, spowodowany wzrostem obciążenia, objawił się zmianami częstości maksimów charakterystyk. Obniżenie częstości drgań własnych belki nastąpił w wyniku obniżenia jej sztywności dynamicznej i w wyniku zmian energii dyssypowanej wewnątrz. Maksima dla wysokich obciążeń charakteryzowały proces pęknięcia i łamania belki.

Słowa kluczowe: stan degradacji, zmiany strukturalne, sztywność dynamiczna, belka struno-betonowa.

1. ANALYSIS OF DEGRADATION PROCESS OF MECHANICAL OBJECT

In order to assess the dynamic condition of a machine, knowledge of dissipated power is required (real parts of dynamic load power) as well as separation of the power of inertia force and dynamic rigidity power (imaginary parts of dynamic load power).

The machine which dynamic characteristics in terms of frequency are described by matrix H , is exposed to externally forcing vector (F). The answer vector of vibration rate (V_i) is calculated. The dynamic load power distribution matrix (Nik) is defined as the quotient of vector of vibration rate (V_i) and transposed forcing action vector (F_k).

Elements of the dynamic load power distribution

matrix (Nik) are the function of dynamic time (t) and evolution time of condition (Θ).

The model takes into account changes of the object dynamic properties and increase of vibration quantity amplitudes. The changes occur because of destruction process taking place during the object exploitation. Base element of evolution destruction process is energy dissipation phenomenon.

Evolution of wear and machine part damages needs to build an energetic model that describes the machine behavior vs. dynamic evolution time (long time Θ) in all lifetime of the machine.

A discrete dynamic machine MIMO model can be described by the matrix equation of motion:

$$\{M[D(\Theta)]\ddot{x}(t, \Theta) + C[D(\Theta)]\dot{x}(t, \Theta) + K[D(\Theta)]x(\Theta, t)\}^T \dot{x}(t, \Theta) = F^T(t, \Theta)\dot{x}(t, \Theta) \quad (1)$$

where:

M, C, K - mass, damping and stiffness matrices,
 F(t) - excitation vector,
 $\ddot{\mathbf{x}}(t), \dot{\mathbf{x}}(t), \mathbf{x}(t)$ - acceleration, velocity and displacement vectors,
 T - denotation of matrix or vector transform.

Term $\mathbf{F}^T(t, \theta) \dot{\mathbf{X}}(t, \theta)$ presents matrix of input power "supplied" to the system as result of the loading force vector F(t, θ), matrix of the dumping force power $\{c[D(\theta)]\dot{\mathbf{x}}(t, \theta)\}^T \dot{\mathbf{x}}(t, \theta)$ is a power dissipated by dumping C, and internal power of the structure is stored interchangeably by inertial force power $\{M[D(\theta)]\ddot{\mathbf{x}}(t, \theta)\}^T \dot{\mathbf{x}}(t, \theta)$ and dynamic stiffness power $\{K[D(\theta)]\mathbf{x}(t, \theta)\}^T \dot{\mathbf{x}}(t, \theta)$.

In terms of frequency, the load power distribution is described by formula (1), where the elements of dynamic characteristics are the functions of destruction's measurements (formula 2).

Elements on the main diagonal of the powers loads distribution matrix are the characteristics of the dissipated power in a machine. The odd elements are the compound values. Imaginary parts are measurements of power. They carry as a result of impact of each force applied to the machine at points k and nominated at nodal points i.

The powers $\text{Re} \overline{GN}_{kk}(\theta)$, being real values, are a measure of dissipated powers; the powers $\text{Im} \overline{GN}_{ik}(\theta)$, $i \neq k$, are force powers of dynamic rigidity and inertia of mechanical structures transferred to spots "i".

2. STRUCTURAL CHARACTERISTICS OF PRESTRESSED CONCRETE BEAMS

The examples of application of dynamic load power method for object technical state description and structural parameters changes in process of its degradation will be presented.

The diagnostic tests have been made concerning the technical condition of the beams subjected to forcing actions applied in sequence in escalating degradation stages as a result of successively succeeding dynamic loads F, put in the middle of the beam: 0 – 24 kN.

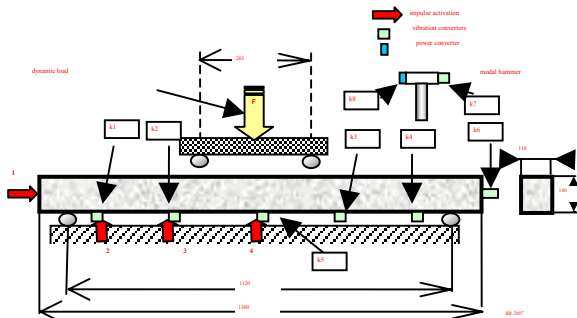


Fig. 1. Location of testing points of vibration acceleration and points subjected to forcing actions by a modal hammer

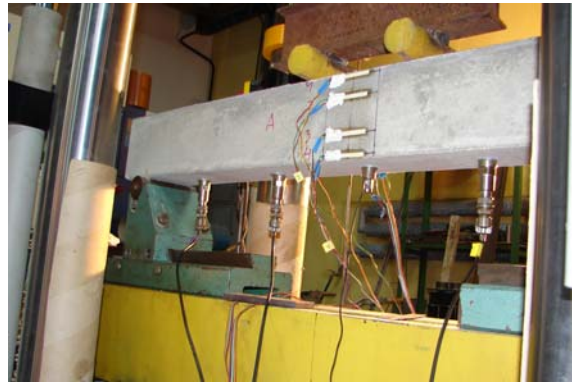


Fig. 2. Beams have been subject to dynamics load until their crack

The figures below (fig. 3 - 9)) presented the comparison of the testing load power spectral density power GN of the beams, determined in particular conditions of the technical degradation of the object. The dynamic characteristics and the testing load vibrating power values reflect the intensity of beams' degradation (cracking).

The state of beams degradation, caused by the increase of the dynamic load, manifests itself in reduction of characteristic maxima frequency which means reduction of vibration frequency of the beams as a result of reduction of their dynamic rigidity and change of the internally dissipated energy and change of the internally dissipated energy. On the basis of the analysis of the changes of energetic modes extremes (imaginary parts of the power spectral density of the testing loads power) relevant changes (decrease or increase) of the beam's dynamic rigidity have been determined. Frequency, damping changes and dynamic rigidity in mechanical object posing the mechanical system structural degradation were defined.

Damping changes are different for particular energetic modes. The greatest damping changes are observed for the mode of low frequency. On the basis of the analysis of the energetic modes changes relevant changes (increase or decrease) of dynamic rigidity of particular beams as a result of their degradation have been determined.

The square of the frequency of natural damped vibrations of energetic mode of a mechanical object is as follows:

$$\sigma_i^2 = \omega_{0i}^2 - h_i^2 \quad (2)$$

where:

i th energetic mode of the object, ω_{0i} – the frequency of natural undamped vibrations of i th energetic mode, h_i – damping measure of i th mode.

Table 1. Dynamic loads - technical condition changes of the steel concrete composite beam

transverse load [kN]	number of cycles	observation of the beam degradation condition	frequency 1 mode 140 - 210 Hz	frequency 2 mode 700 -1000 Hz	frequency 3 mode 2100 - 2600 Hz
2	3	4	5	6	7
0	0	no fractures	176,5	928,1	2429,6
0 – 4	200	no fractures	181,2	926,6	2425,0
0 – 6	200	no fractures	182,8	926,6	2418,4
0 – 8	200	no fractures	184,4	925,0	2414,1
0 – 10	200	no fractures	184,4	925,0	2414,1
0 – 12	200	no fractures	184,4	925,0	2414,1
0 – 14	200	no fractures	182,8	921,8	2407,0
0 – 16	200	first fractures were shown at the bottom and on the side surfaces of the beam - fractures reach 1/3 cross - section	179,6	915,6	2396,8
0 – 18	40	the same amplitude 16 kN (to high frequency)			
0 – 18	50	further propagation of the fracture which reaches 3/4 cross - section on the side surfaces of the beam	175,0	904,6	2362,4
0 – 18	150	as above	175,0	900,0	2342,2
0 – 20	200	fracture on the side surfaces of the beam reaches 4/5 cross – section	171,8	886,0	2310,0
0 – 22	115	as above			
0 – 22	85	as above	168,8	870,2	2248,4
0 – 24	100	width of the fracture (spread) increase at the bottom			
0 – 24	100	as above	167,2	858,0	2189,0

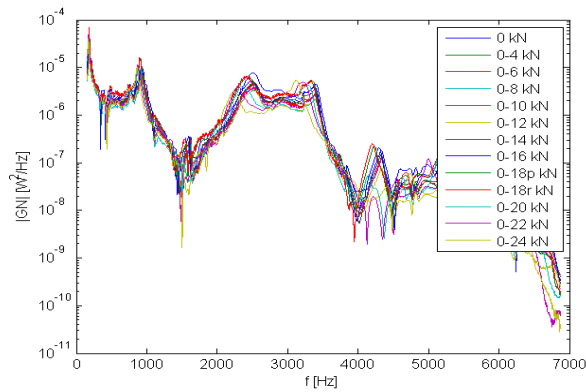


Fig. 3. Absolute values of GN(f) beam testing load power spectral density power

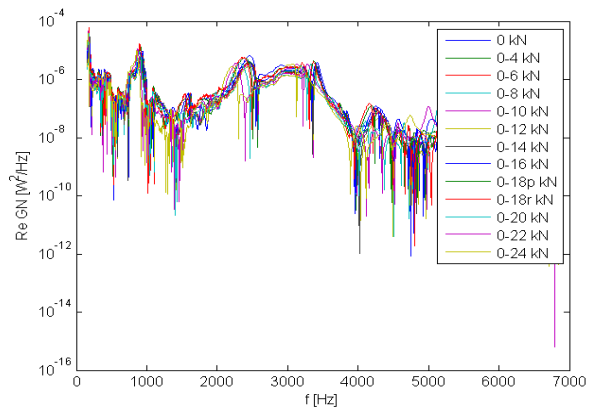


Fig. 4. Real parts of GN(f) beam testing load power spectral density power

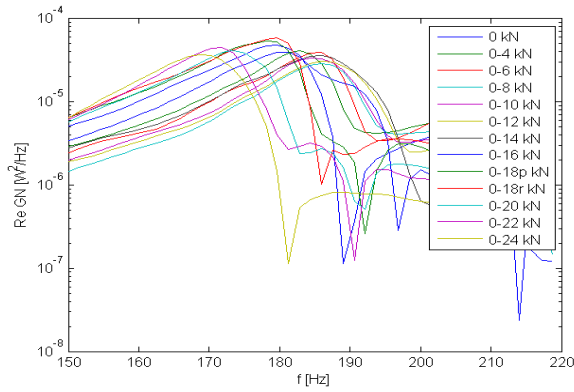


Fig. 5. Real parts of GN(f) beam testing load power spectral density power

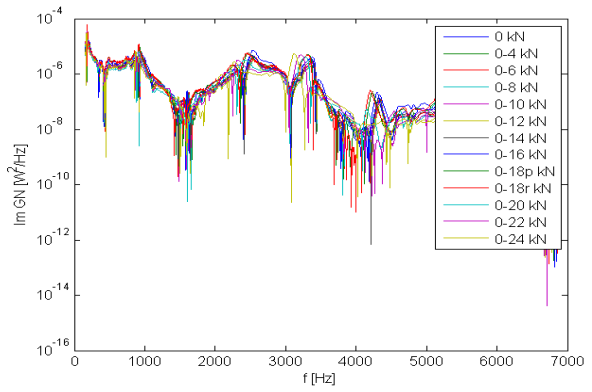


Fig. 6. Impulse loads power spectral density imaginary parts changes, describing object structural degradation (scope 30-7000 Hz)

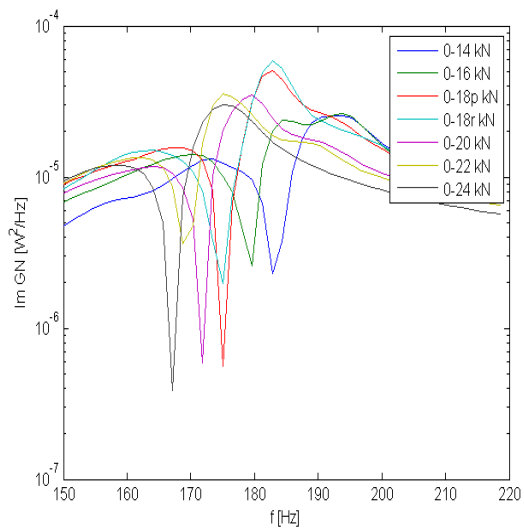
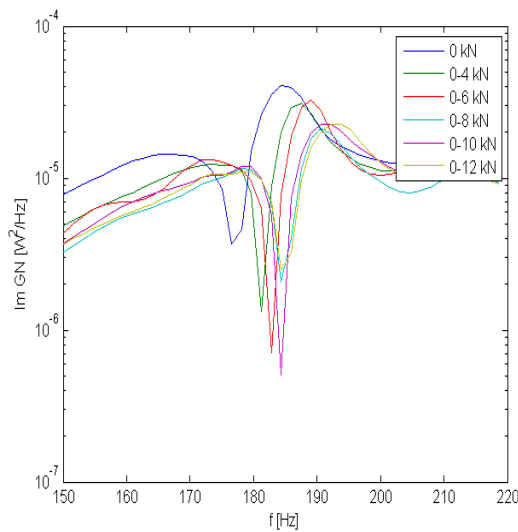


Fig. 7. Impulse loads power spectral density imaginary parts changes, describing object structural degradation (scope 150-220 Hz)

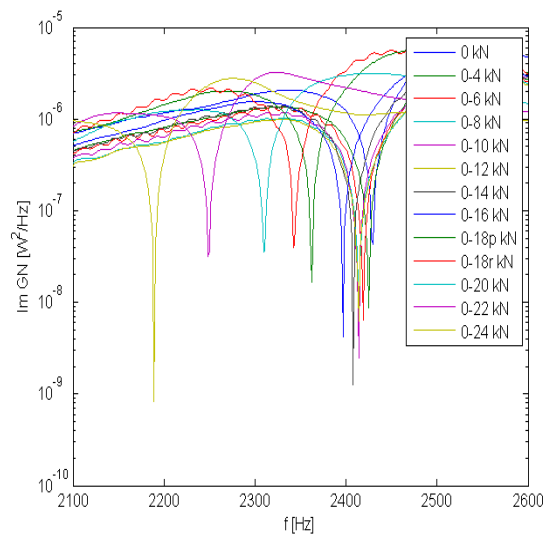
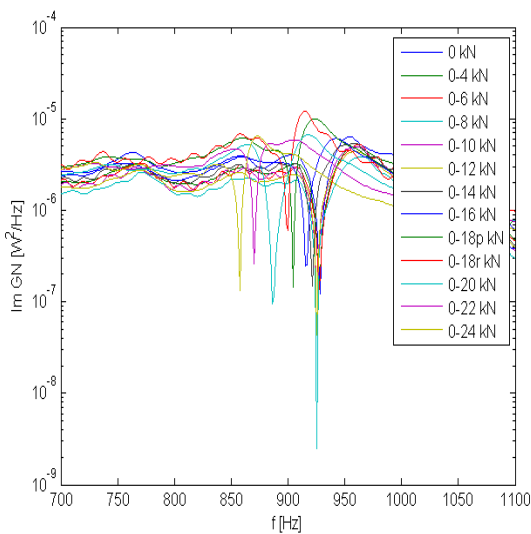


Fig. 8. Impulse loads power spectral density imaginary parts changes, describing object structural degradation

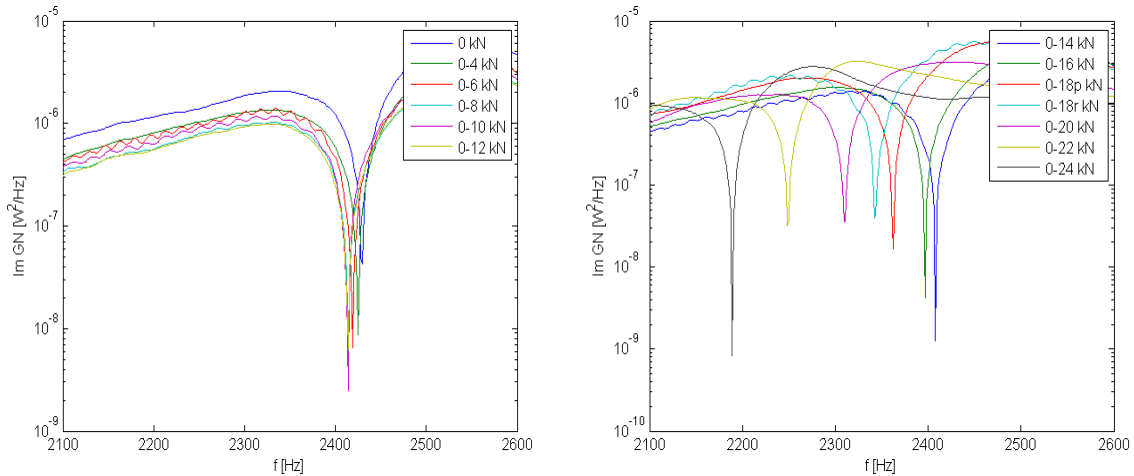


Fig. 9. Impulse loads power spectral density imaginary parts changes, describing object structural degradation (scope 2100-2600 Hz)

As a result of the process of technical degradation of a mechanical object there was a decrease of the frequency of modes (reinforcing of the beam's rigidity) or an increase of the frequency of modes.

The value of a relevant change (decrease, increase) of dynamic rigidity of a mechanical object as a result of its structural degradation is received:

$$\frac{k_i - k_r}{k_i} \approx 1 - \frac{\omega_{0r}^2}{\omega_{0i}^2} \quad [\%] \quad (3)$$

On the basis of the analysis of the energetic modes changes (fig. 10 - 11) relevant changes (increase or decrease) of dynamic rigidity of particular beams as a result of their degradation have been determined (fig. 12).

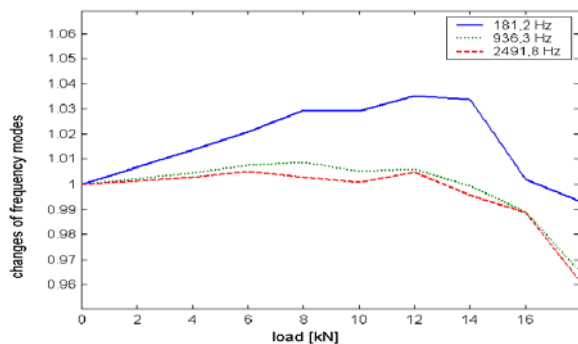


Fig. 10. Changes of frequency of modes

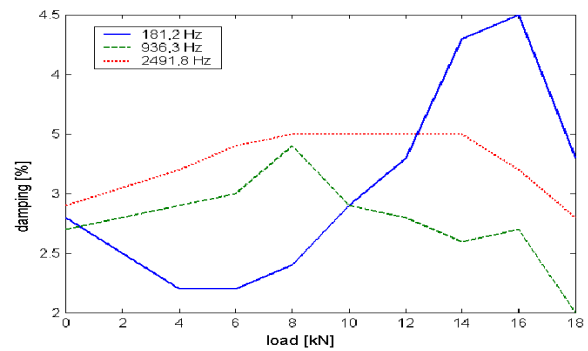


Fig. 11. Energetic modes damping changes resulting from beam degradation

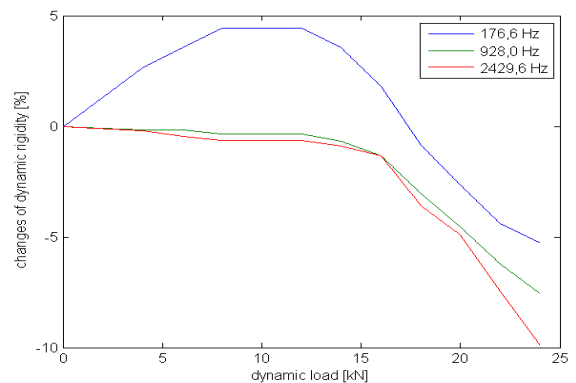


Fig. 12. The changes of dynamic rigidity of a pretensioned prestressed concrete beam as a result of a degrading dynamic load

3. CONCLUSION

1. The processes determining the machine life characteristic and the measures of changes of its technical state have an energetic dimension. Therefore, one should use energetic methods in performing tests in the field of rigidity of mechanical objects.

2. In order to assess the dynamic condition of a mechanical system, it is required to know dissipated power (real parts of dynamic load powers) and separate the powers of inertia forces and dynamic rigidity forces (imaginary parts of dynamic load powers). The method is applied in research into energy dissipation and structural changes in mechanical objects.
3. Vibration damping is a value posing the initial degradation and structural stage of mechanical object. Dynamical rigidity changes, appearing as cracking, occur mainly in the second – final stage of mechanical object technical degradation. Analysis of the changes enables determining loads power limiting values, causing mechanical object element structural degradation processes initiation

REFERENCES

- [1] H. Kaźmierczak: *Analiza rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych*. Rozprawy Nr 363, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [2] H. Kaźmierczak: *Dynamic load power distribution in mechanical systems*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 3(127), 127-141, ITE Radom 2003.
- [3] H. Kaźmierczak: *Badania trwałości zmęczeniowej maszyn metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych*. Diagnostyka vol.26, 133-142, 2002, PTDT przy Wydziale Nauk Technicznych PAN.
- [4] H. Kaźmierczak: *Energetic description of the destruction process of machine structural nodes*. Machine Dynamics Problem, Vol. 27, No 3, 113-123, Warszawa 2003
- [5] H. Kaźmierczak: *Analiza destrukcji maszyny metodą rozkładu mocy obciążeń dynamicznych*. DIAGNOSTICS'2004 3rd International Congress on Technical Diagnostics
- [6] H. Kaźmierczak, J. Kromulski, T. Pawłowski: *Energetyczne charakterystyki degradacji przyczepy*. Diagnostyka vol. 33, 2005, PTT. N.
- [7] H. Kaźmierczak, J. Kromulski, C. Cempel, R. Barczewski: *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.



Doc. dr hab. **Henryk KAŹMIERCZAK** – absolwent Wydziału Mat. Fiz. Chem. Uniwersytetu im. Adama Mickiewicza w Poznaniu, stopień doktora nauk technicznych uzyskał w 1977r. na Wydziale Budowy Maszyn Politechniki Poznańskiej. Stopień doktora honoris causa 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.



Dr inż. **Tadeusz PAWŁOWSKI** – dyrektor Przemysłowego Instytutu Maszyn Rolniczych w Poznaniu. Absolwent Politechniki Poznańskiej, autor lub współautor ponad 80 prac naukowych z zakresu nowoczesnych metod analiz wytrzymałości konstrukcji, symulacyjnego szacowania obciążeń dynamicznych konstrukcji nośnych, analizy funkcjonalnej maszyn i urządzeń, komputerowego wspomaganie projektowania (CAD) oraz projektowania napędów hydrostatycznych w maszynach rolniczych.



Dr **Jacek KROMULSKI** jest adiunktem w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych. W działalności naukowej zajmuje się zagadnieniami dynamiki strukturalnej, modelowania, analizy modalnej oraz analizy sygnałów. Jest autorem ponad 80 prac dotyczących tych zagadnień.



Dr inż. **Roman BARCZEWSKI** jest adiunktem oraz kierownikiem Laboratorium Diagnostyki Systemów w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Specjalizacja: diagnostyka i wibroakustyka maszyn i środowiska badania drgań i hałasu, techniki i diagnostycznie zorientowane metody cyfrowego przetwarzania sygnałów WA; samouczące i samoorganizujące systemy diagnostyczne.

APPLICATION OF ENTROPY-BASED ANALYSIS OF SIGNALS TO IDENTIFICATION OF ROLLING ELEMENT BEARINGS FAULTS

Bogdan WYSOGLAD

Department of Fundamentals of Machine Design, Silesian University of Technology, Poland
Konarskiego 18a, 44-100 Gliwice, bwysoglad@posl.pl

Summary

The paper deals with an application of entropy of signal in frequency domain to vibroacoustical diagnostics of ball bearings. Crossing of rolling elements over a crack located at one of the raceways is a reason of appearance of a sequence of shocks. Presented method of diagnosing is based on an assumption that impulses, which are results of bearing faults cause instantaneous changes of signal in frequency domain. This changes of signal are estimated with use of entropy of signal in frequency domain. During the research the Shannon entropy and the relative entropy were applied. Distribution of signal in frequency domain was estimated with use Fourier Transform (normalized Power Spectrum Density) or Discrete Wavelet Transform. In the paper the influence of rotational speed of shaft on efficiency of proposed method were presented.

Keywords: vibrations, diagnostics, signal processing, entropy, rolling element bearings.

ZASTOSOWANIE WYKORZYSTUJĄCYCH ENTROPIĘ ANALIZ SYGNAŁÓW DO IDENTYFIKACJI NIESPRAWNOŚCI ŁOŻYSK TOCZNYCH

Streszczenie

Artykuł poświęcony jest zastosowaniu entropii widma sygnału do wibroakustycznej diagnostyki łożysk tocznych. Przetaczanie się elementów tocznych przez lokalne uszkodzenie jednej z bieżni łożyska powoduje wystąpienie szeregu uderzeń. Prezentowana metoda diagnozowania bazuje na założeniu, że impulsy które są wynikiem uszkodzeniem łożyska wywołują chwilowe zmiany sygnału w dziedzinie częstotliwości. Te zmiany są oceniane z wykorzystaniem entropii widma sygnału. W badaniach zastosowano entropię Sharona i entropię względną. Rozkład sygnału w dziedzinie częstotliwości wyznaczano z zastosowaniem transformacji Fouriera (znormalizowane widmo mocy sygnału) albo dyskretnej transformacji falkowej. W artykule przedstawiono wyniki opisujące wpływ prędkości obrotowej wału na wyniki zaproponowanej metody.

Słowa kluczowe: drgania, diagnostyka, analiza sygnałów, entropia, łożyska toczne.

1. INTRODUCTION

Typical failures of rolling bearings can be caused by material fatigue, insufficient lubrication, corrosion or plastic deformation. The most common defects, such as pitting and spalling, are caused by the material fatigue of the bearing raceways. The first symptoms of the bearing defects, related to the material fatigue, are fatigue cracks appearing at contact surfaces of the bearing elements.

Crossing of rolling elements over a crack located at one of the raceways is a reason of appearance of a sequence of shocks. The majority of methods concerning the rolling bearing diagnostics is based on observation and analysis of vibrations caused by these shocks [1, 8].

The impact caused by crossing of rolling elements over a fatigue crack (as a unit delta function) produces a broad spectrum of energy in the frequency domain. Natural frequencies of the bearing elements and housing are excited up to a few dozens kilohertz.

General assumption of the research is that impulses, which are results of bearing faults cause instantaneous changes of signal in frequency domain. This changes of signal will be estimated with use of entropy of signal in frequency domain.

2. ENTROPY OF SIGNAL IN FREQUENCY DOMAIN

The Shannon entropy is a measure of the uncertainty or disorder in a given distribution. Let us now suppose that we have the distribution $\{p_j\}$ of power of signal in frequency domain, for example power spectral density [3].

We define the entropy of signal in the frequency domain as

$$H(p) = -\sum_{j=1}^J p_j \cdot \log_2[p_j] \quad (1)$$

$$\sum_{j=1}^J p_j = 1$$

where:

p_j ($j = 1, 2, \dots, n$) – distribution $\{p_j\}$ of signal segment in frequency domain, for example power spectral density,

J – the number of the levels of distribution (spectral lines).

Spectral entropy of signal appears as a measure of the degree of order/disorder of the signal, so that it can provide useful information about the underlying dynamical process associated with the signal.

3. THE PROPOSED METHOD OF BEARING DIAGNOSTICS

The successive transformation of signals during the analysis were:

- Division of vibration signal into short segments corresponding to time period of short changes of a signal in frequency domain caused by impacts.
- Estimation of distribution for each short segments in frequency domain.
- Estimation of entropy values of each signal segments.
- Creation vector of entropy values (signal of entropy).
- Spectral analysis of the vector of entropy values.
- Analysis of the values of the spectral lines, whose frequencies are equal to the bearing fault characteristic frequencies.

In the following, the signal is assumed to be given by the sampled values $x = \{x_n, n = 1, 2, \dots, N\}$, corresponding to an uniform time grid with sampling time Δt .

In order to study temporal evaluation, the analyzed signal is divided in i overlapping temporal windows of length K and for interval L (were K and L are natural numbers). On the basis of laboratory test of bearing with different faults, the best results were obtained when time period of signal windows (short segment) was equal $1 \div 4$ [ms].

Temporal window number i of signal x one can write $x^i = \{x_k^i\} = \{x_n, n = i \cdot L, i \cdot L + 1, \dots, i \cdot L + K\}$. The number of temporal windows is equal to $I = (N - K) / L$. The time period between two windows is equal to $\Delta t_L = L \cdot \Delta t$.

For each short signal windows $\{x_k^i\}$ distribution of power in frequency domain $\{p_j^i\}$ is estimated. Distributions in frequency domain were estimated with use of Fourier Transform or Wavelet Transform.

In the case of Fourier Transform a normalized Power Spectrum Density represented spectral distribution of signal. In the case of Wavelet Transform in order to obtain an orthogonal results of decomposition a Discrete Wavelet Transform was applied [2, 5].

The number of distribution levels was equal to the number of wavelet decomposition levels. Decomposition was taken up to the level $j = 24$ or

32. During the research as mother wavelet function was applied the Daubechies 7.

Relative wavelet energy for the resolution level j of spectral distribution p_j is define as

$$p_j = \frac{E_j}{E_{tot}} \quad (2)$$

where E_j - energy for the resolution level j , E_{tot} - total energy of signal window.

Then entropy values H^i of each spectral distribution $\{p_j^i\}$ is estimated in accordance with the formula (1). The obtained value is assigned to the central point of the time window.

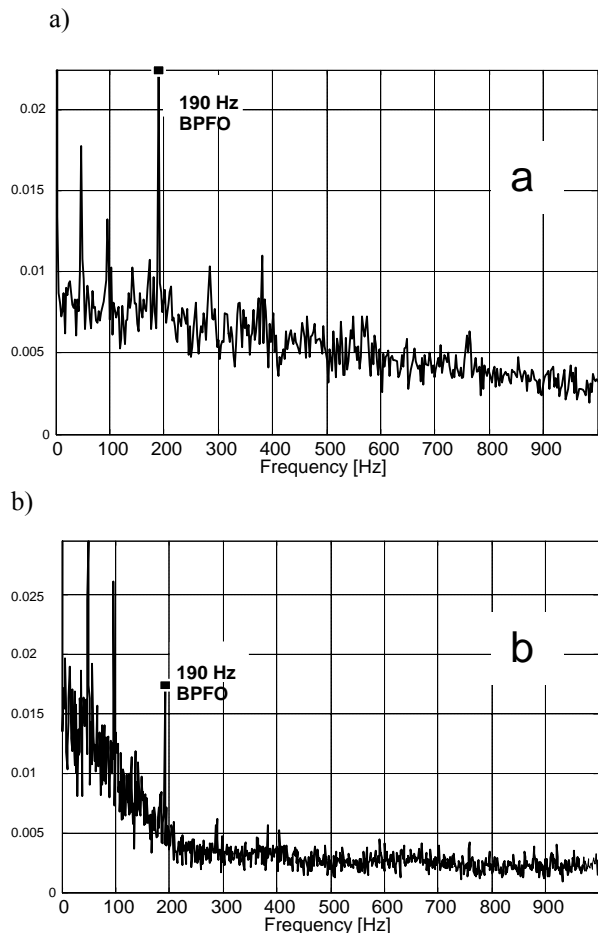


Fig. 1. Spectrum of vector of entropy values while the outer ring had medium fault. Distribution of signal in frequency domain: a - Fourier Transform, b - Wavelet Transform

A vector of entropy values (signal of entropy) is created. The vector included I values with sampling time Δt_L .

Bearings condition is not determined on the basis of maximum value of entropy as effects of bearing faults. Fundamental to its state identification is the frequency of instantaneous changes of entropy value. At the end power spectrum density of the vector of entropy values is estimated.

Confirmation of the bearing fault is a distinct magnitude of this spectral line, whose frequency is

equals to the frequency of crossing of a roller over the cracks (bearing characteristic frequency) [7].

Fig. 1 presents obtained results in case of fault of outer ring, while distributions in frequency domain were estimated with use of Fourier Transform and Wavelet Transform. The distinct magnitude of the spectral line whose frequency is very close to the bearing characteristic frequency (BPFO = 192 Hz) confirmed existence of the fault of the outer ring.

Results of preliminary research presented in the Fig. 1 proved that the use of the entropy of signals makes it possible to obtain distinct symptoms of the bearing faults.

4. RELATIVE ENTROPY OF SIGNAL IN THE FREQUENCY DOMAIN

The purpose of analysis is to recognize instantaneous changes of signal in frequency domain. Relative entropy (Kullback – Leibler entropy) gives a measure of the degree of similarity between two distributions [4, 6].

We define the relative entropy between two (basic and reference) distributions in frequency domain of short segments of signal as

$$H_R(p/q) = \sum_{j=1}^J p_j \cdot \log_2 \left[\frac{p_j}{q_j} \right] \quad (3)$$

$$\sum_{j=1}^J p_j = 1 \quad \sum_{j=1}^J q_j = 1$$

where:

- p_j ($j = 1, 2, \dots, n$) – distribution in frequency domain $\{p_j\}$ of basic signal window,
- q_j ($j = 1, 2, \dots, n$) – distribution in frequency domain $\{q_j\}$ of reference signal window,
- J – the number of the levels of distribution (spectral lines).

The successive transformation of signals during the analysis with use of relative entropy were:

- Division of vibration signal into basic and reference short windows. In order to study temporal evaluation, the analyzed signal was divided in i overlapping basic windows of length K and for interval L (were K and L were natural numbers). For each basic window nonoverlapping reference window of length K and for interval $L=K$ was determined.
- Estimation of distribution in frequency domain of each window.
- Estimation of relative entropy value for each corresponding basic and reference signal window.
- Creation vector of relative entropy values (signal of relative entropy).
- Spectral analysis of the vector of relative entropy values.

Examples of results of the proposed method with use of relative entropy are presented in the Fig. 2. Distinct magnitudes of the spectral lines whose

frequencies are equal to the bearing characteristic frequency (BSF = 222 Hz) for the rolling element defect were obtained.

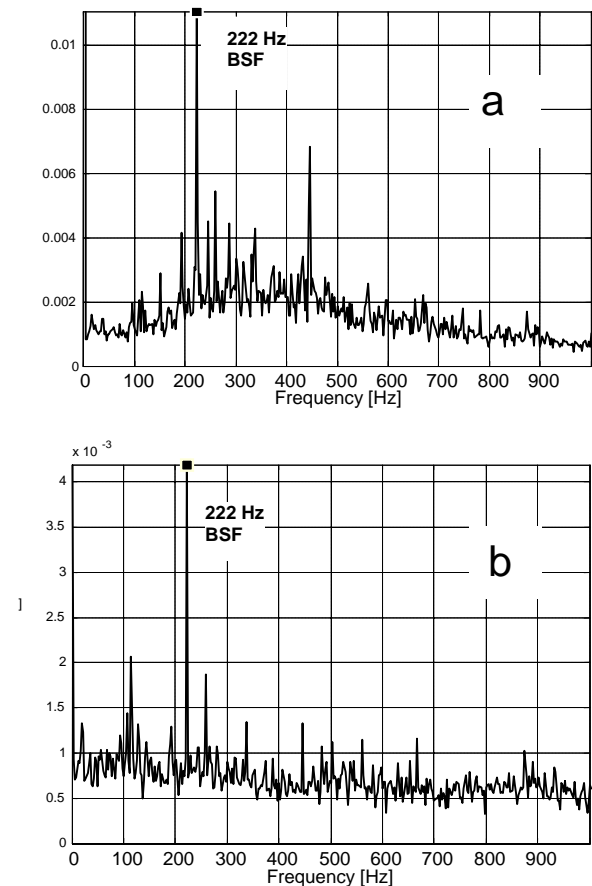


Fig. 2. Spectrum of vector of relative entropy values while the rolling element had medium fault. Distribution of signal in frequency domain: a - Fourier Transform, b - Wavelet Transform

5. IMPLEMENTATION OF THE METHOD

5.1. Analysed signals

Analysed signals were recorded on a laboratory stand. During measurements of vibration signals rotational speed of a shaft was changed. Bearings faults were artificially produced by an electric pen. A radial acceleration signal was picked up from the top of the tested bearing casing by a piezoelectric accelerometer. During measurements of vibration of one bearing 20 records of samples were recorded. Each record included 8192 acceleration values sampled at a frequency equal to 51.2 kHz. MatLab programs were implemented to execute signal analyses.

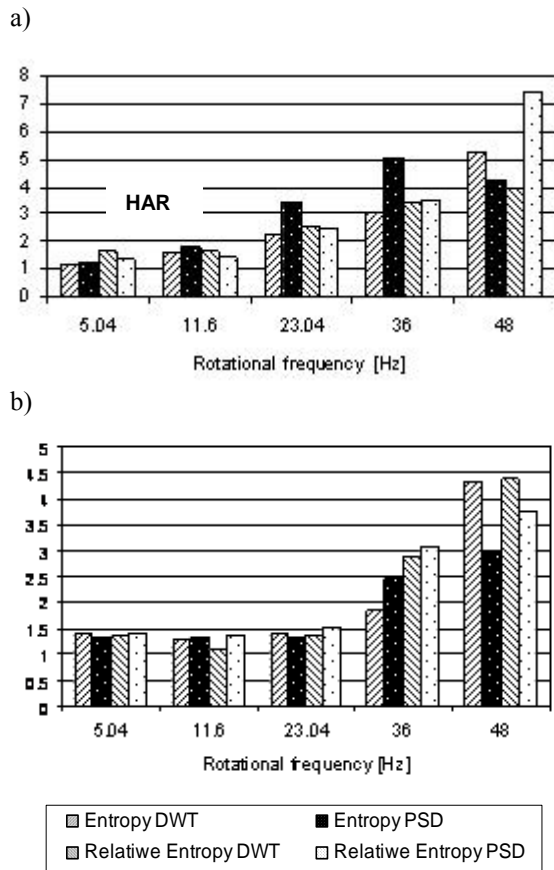


Fig. 3. The influence of rotational speed of shaft on the harmonic amplitude ratio, a – while the outer ring had fault, b – while the inner ring had fault

5.2. Results of bearings diagnostics

The influence of rotational speed of shaft on efficiency of proposed method was presented in Fig. 3. The distinction between the spectral line with the characteristic frequency and adjoining lines was described with application of HAR.

A harmonic amplitude ratio (HAR) is defined as the amplitude value of the spectral line $a(f_k)$, whose frequency is equal to the bearing characteristic frequency, over the average value of amplitude of the spectrum a_{av}

$$HAR = \frac{a(f_k)}{a_{av}} \quad (4)$$

In all cases of application of both entropy and relative entropy the faults of bearings were identified. The best results were obtained while the rotational frequency was high. The reason of that was the difference between the power of impulses produced by a fault.

6. CONCLUSIONS

The paper deals with an application of entropy of signals in frequency domain to identification of ball bearing faults. The main purposes of the research were:

- to prove whether it is possible to diagnose a bearing with the use of measure of changes of vibration signal in frequency domain estimated with application of entropy,
- to determine a set of parameters of signal processing that makes it possible to obtain the best results.

Results of the research presented in the paper proved that the application of the presented method enables us to obtain distinct symptoms of bearing faults.

Practical application of proposed method are:

- detecting failures while additional sources of vibrations (noise) are present,
- detecting faults at the earliest possible stage.

REFERENCES

- [1] Cempel Cz.: *The vibroacoustical diagnostics of machinery.* (in Polish) WNT, Warszawa 1989.
- [2] Białasiewicz J.T.: *Wavelet and approximations.* (in Polish) WNT, Warszawa 2000.
- [3] Majera J., McCowan I., Bourland H.: *Speech/music segmentation using entropy and dynamism features in a HMM classification framework.* *Speech Communication* 40 (2003) pp. 351-363.
- [4] Maćzak J.: *On a certain method of using local measures of fatigue-related damage of teeth in a toothed gear.* COMADEM, Cambridge 2003.
- [5] Mori K., Kasashima N., Yoshioka T., Ueno Y.: *Prediction of spalling on ball bearing by applying the discrete wavelet transform to vibration signals.* *Wear* 195(1996), pp.162-165.
- [6] Radkowski S.: *Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych.* Instytut Technologii Eksploatacji, Warszawa-Radom 2002.
- [7] Scheithe W.: *A method for early detection of rolling element bearing failures.* *Proceedings of Carl Schenck AG, Darmstadt.*
- [8] Tandon N., Choudhury A.: *A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings.* *Tribology Int.* 32(1999), 469-480.



Bogdan WYSOGLĄD is an assistant professor in the Department of Fundamentals of Machinery Design at Silesian University of Technology. He conducts research in the field of machine building and maintenance. His researches are focused

on: technical diagnostics of machinery, signal analysis and application of methods of Artificial Intelligence.

APPLICATION OF SELECTED DATA MINING METHODS TO MACHINERY OPERATION

Mariusz GIBIEC

Department of Robotics and Mechatronics
AGH University of Science and Technology, Mickiewicz Alley 30, 30-059 Kraków, 012 634 35 05,
mgi@agh.edu.pl

Summary

In this research an example of selected Data Mining techniques application to mining cutter-loader exploitation and service planning was presented. Information, concerning a type of machine failure or execution of servicing activity, recorded in servicing protocols, was used. Early information about the range of expected service is essential for optimization of schedule of services and contents of spare parts stockroom. In this research, forecasting of the maintenance activities range was analyzed. Also the identification of sequence of activities performed during following machine stoppages was performed. Such information makes it possible to increase the reliability of maintenance due to conducting services of several parts during the same break in exploitation. For these purposes algorithms of sequence and link analyses were used.

Keywords: diagnostic relations, technical condition classification, Data Mining, data analysis.

ZASTOSOWANIA WYBRANYCH METOD DATA MINING W EKSPLOATACJI MASZYN

Streszczenie

W pracy przedstawiono przykład wykorzystania wybranych technik Data Mining do wspomagania eksploatacji górniczego kombajnu ścianowego. Wykorzystano informacje o rodzaju uszkodzenia lub wykonanej czynności serwisowej zawarte w protokołach serwisowych sporządzanych przez służby utrzymania ruchu. Ponieważ wczesna informacja o zakresie serwisu pomaga w lepszym jego zaplanowaniu oraz daje możliwość optymalizacji stanów magazynowych części zamiennych, w pracy przeanalizowano możliwość przewidywania zakresu czynności utrzymaniowych. Dokonano także identyfikacji sekwencji następujących po sobie czynności wykonywanych podczas kolejnych zatrzymań maszyny. Ich znajomość umożliwi obniżenie kosztów utrzymania poprzez wykonanie serwisu kilku elementów podczas jednego postoju. Do tych zastosowań wykorzystano metody analizy połączeń i sekwencji.

Słowa kluczowe: eksploatacja, utrzymanie stanu technicznego, Data Mining, analiza danych.

1. INTRODUCTION

By reason of high cost of technology and machines modernization the manufacturers aim at maximization of their utilization in the technological process. Machinery technical condition is monitored and servicing forecasting systems are developed to avoid unplanned stoppages and brakes in machinery usage. From the economical point of view, not only information concerning the date but also a range of servicing is crucial [5]. For the manufacturer, documentation of exploitation events, including services, is very important during warranty period as well as in later exploitation. Information about execution of servicing activities are recorded by maintenance groups or specialized service in a form of protocols. More and more frequently software tools are used – special forms connected with a database are applied. The data accumulated in electronic version can be viewed and analyzed manually or a database query can be used. Due to a great number of obtained results, many repetitions

and lack of confidence measure of manually read dependences it is difficult to come to reliable conclusion on the basis of the database answer to a well formulated query. Also identification of sequences of servicing activities is difficult but can help in following repairs planning or in making a decision concerning servicing several parts or systems during one machinery stopping. To avoid problems mentioned above the Data Mining technique of dependences discovering was proposed. Algorithms of sequence and link analyses are pointed as suitable for these purposes. These methods utilize the A-priori algorithm and its TID modifications that optimize searching dependences in huge databases. The proposed technique was tested on the data covered in servicing protocols of mining cutter-loader exploitation.

2. SEQUENCE AND LINK ANALYSES

The goal of the methods is to find relations between appearance of groups of elements

(attributes of values) in database. Obtained relations are presented in the form of rules e.g.: appearance of a particular pattern implies appearance of another pattern, with a certain probability. Application of these analyses is based on definition of frequent sets and measure of support, confidence and correlation. If D is a database, T is a transaction and A, B are the sets of transaction elements (attributes) then:

$$\text{Support}(A) = |\{T \in D \mid A \cap T\}| / |D|$$

$$\text{Confidence}(A \rightarrow B) = \frac{\text{support}(A \cup B)}{\text{support}(A)}$$

$$\text{Support}(A \rightarrow B) = \text{support}(A \cup B)$$

A, B are frequent sets when their support is more than minimum value [4].

The frequent sets identify implications if A than B . If the sets are separate, elements of set A tend to appear with the elements of set B simultaneously. Data relations discovering is based on the minimum value of support or confidence criterion. Algorithm of A-priori method is as follows [4]:

1. Calculations of support value for 1-element sets.
2. Selection of frequent sets (fulfilling minimum support condition).
3. Candidate sets creation by joining frequent sets and support calculation.
4. Filtering, selection of new frequent sets from candidate sets, stop condition checking and moving to step 3.

Algorithm is stopped when a new frequent set is an empty set.

Assuming that in the considered servicing protocols numbers of servicing activities are numbers of transactions and activities are their attributes, the presented algorithm returns sets of activities that are usually performed simultaneously with a value of frequency measure of their appearing in database.

Taking under consideration time flow between consecutive services their sequence is identified. It requires defining a time period of a sequence. This period is important for data preprocessing. New transactions are created by joining transactions recorded in a defined time period. Additionally, in order to save information about servicing order, the attributes are indexed.

The data, modified in this manner, is investigated by the same A-priori algorithm but as a result a list of servicing activities that should be performed in defined time period is returned. Also their forecasted order is identified. The results are assessed by a value of confidence. The link and sequence analyses give sets of rules in the following form:

If servicing of type 1 was performed then, with probability equal to a value of confidence, servicing of type 2 was performed. Next, in the following step body of rule describes what type of servicing was performed after servicing of type 2 was completed [1].

3. MAINTENANCE OF MINING CUTTER-LOADER

The algorithms mentioned above were applied to the mining cutter-loader maintenance aid. Due to requirements of the analysis, a preliminary review of servicing protocols delivered by the manufacturer, was performed. Because of software requirements, irrelevant information was deleted and standardization of naming and coding of servicing was performed. Excel program sheets or results of servicing database query, supply the analyses with relevant data recorded during specified machine exploitation. The main goal of software application is performance of link analyses of failures appearance in certain components of machines utilized in a certain coal mine. Protocols that include servicing reports concerning different mining cutter-loaders of the same type were joined into one document, that was used as the input of dependences discovering (link analyze). As the result sets of servicing activities were created. All these sets were treated as a basis for knowledge rules formulation. Each rule had its own value of support and confidence. Similar to the selection of frequent sets, rules with support value below minimum were not treated as the result.

The number of discovered rules is vary with respect to different values of support and confidence. Obtained results were analyzed in several ways:

- By defining high level of support the most frequent services are obtained. The confidence value suggests that replacement of an adaptation ring implies Goetz sealing replacement with 100% confidence but in a reverse case confidence is three times smaller. It is illustrated in the table I.
- For high level of confidence and low level of support obtained rules are the most probable but they do not have to be so frequent. This kind of analyses seems to be the most useful considering servicing range forecasting. The results are presented in the table II.
- If the analyses are performed with low values of support and confidence and results are sorted increasingly then suspicious servicing activities are identified. It is not rationally justified to perform these servicing activities simultaneous and they should not be taken under consideration in the forecasting process. The rules for this case are presented in the table III. In practice, a failure of driving wheel in not connected to computer breakdown, and also a Goetz sealing failure has no influence on engine or a driving axle.

When a date of a particular part servicing is known, it is useful to perform an analysis that presents rules with the name of this part in head of the rule. Then the names of parts that are suggested to be serviced simultaneously with the subject part are presented in the body of the rule. The

probability of such a range of servicing is also presented. In the table IV results of such an analysis performed for a relay PC1 are presented. It is worth noticing that a failure of this relay suggests another relay servicing with 57% probability. But in case of two relays failure other relays in this group need servicing with 100% probability.

Algorithm of sequence analyses requires specification of the order of servicing. In the considered case study period of 7 days was assumed as the time of sequence duration. A new database was created based on the servicing reports collected during this period. For each individual cutter-loader the order of such defined sequence was noticed. Result of analyses depends on the support and

confidence values but it is always the order in which specified components should be serviced.

Results of sequence analysis are presented in the table V. They are similar to link analysis results because in the considered case study the most frequent sequences are in fact sets of servicing activities performed during the same machinery stopping.

In the figure 1, set of rules identified using considered analysis is presented in graphical form that also illustrates relative values of support by a size of node and confidence level by a line thickness. In the figure 2, a confidence level of the results of link analysis is presented.

Tab. I. Results of link analyses, support 2%

	Head	==>	Body	Support(%)	Confidence(%)
1	Driving wheel F11.576	==>	Grip	2,347418	33,3333
2	Grip	==>	Driving wheel F11.576	2,347418	55,5556
3	Goetz seal	==>	Adaptation ring H60	2,816901	31,5789
4	Adaptation ring H60	==>	Goetz seal	2,816901	100,0000

Tab. II. Results of link analyses, support 0,5%

	Head	==>	Body	Support(%)	Confidence(%)
103	Adaptation ring	==>	Goetz seal	2,816901	100,0000
91	Relay PC2	==>	Relay PC1	1,877934	100,0000
41	Sleeve F11.658-01	==>	Driving wheel F11.576	1,408451	100,0000
27	Driving wheel axle	==>	Driving wheel F11.576	0,938967	100,0000

Tab. III. Results of link analyses, support 0,5%

	Head	==>	Body	Support(%)	Confidence(%)
76	Goetz seal	==>	Electric drive 300kW DSKK	0,938967	10,5263
75	Goetz seal	==>	Computer equipment	0,938967	10,5263
73	Goetz seal	==>	Cutter head	0,938967	10,5263
79	Goetz seal	==>	Loader engine SOK-250Ł	0,938967	10,5263
78	Goetz seal	==>	Axle F11.673.-05	0,938967	10,5263

Tab. IV. Results of link analyses, support 0,5%

	Head	==>	Body	Support(%)	Confidence(%)
14	Relay PC1	==>	Relay PC2	1,877934	57,1429
15	Relay PC1	==>	Relay PC3	1,877934	57,1429
16	Relay PC1	==>	Relay PC2, Relay PC3	1,877934	57,1429
30	Relay PC1, Relay PC2	==>	Relay PC3	1,877934	100,0000
31	Relay PC1, Relay PC3	==>	Relay PC2	1,877934	100,0000

Tab. V. Results of sequence analyses, support 2%

	Head	==>	Body	Support(%)	Confidence(%)
15	Driving wheel axle	==>	Driving wheel F11.576, Grip, Sleeve F11.658-01	2,247191	100,0000
16	Sleeve F11.658-01	==>	Driving wheel F11.576, Grip, Driving wheel axle	2,247191	100,0000
17	Sleeve F11.658-01, Driving wheel axle	==>	Driving wheel F11.576, Grip	2,247191	100,0000
20	Grip, Sleeve F11.658-01	==>	Driving wheel F11.576, Driving wheel axle	2,247191	100,0000
27	Driving wheel F11.576, Grip, Driving wheel axle	==>	Sleeve F11.658-01	2,247191	100,0000

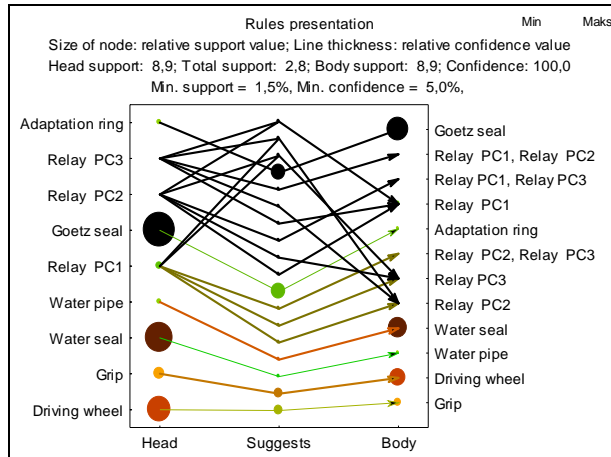


Fig. 1. Rules presentation

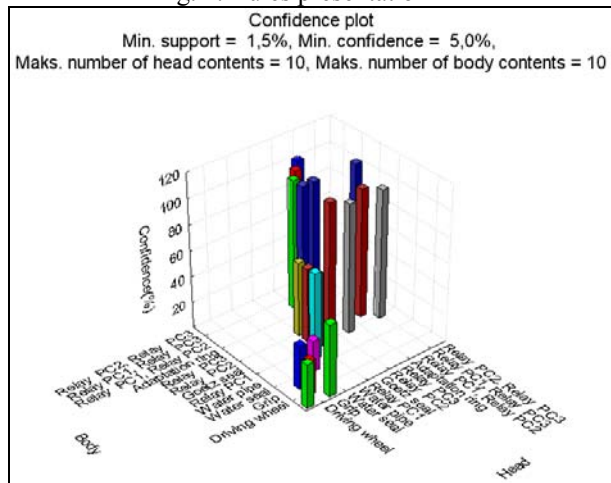


Fig. 2. Confidence plot

Values of support measure can be also used for the purposes of machinery reliability assessing or finding the most frequent servicing activities. It is helpful for designers in construction improvements and for maintenance engineers suggesting paying more attention to monitoring efficiency of distinguished parts. For two types of mining cutter-loaders two sets of most unreliable parts were obtained. A high conformity of results of Weibull distribution models [2] application to reliability analyses and results of sequence and link analysis was noticed.

CONCLUSIONS

Application of Data Mining methods to exploitation of mining cutter-loader can provide some benefits. The first benefit of Data Mining application is the possibility of forecasting a range of servicing activities. While analyzing the forecasted deadlines of services or repairs one can observe that some activities have similar forecasted deadlines. It allows to optimize a maintenance strategy by servicing pointed parts during one machinery stopping. The same effects can be achieved with the use of knowledge concerning connections between different failures occurrence and parts that are often

replaced simultaneously. In case when the deadline of particular part replacement is known, link analyses identifies all rules connected with this part. Analyzing probability of rules fulfillment one can assess which elements should be serviced at the same time. Also discovered sequences of maintenance actions give opportunity to optimize contents of spare parts in stockrooms or to place early an order in case of highly specialized services that can improve economical effects.

Information of this type can be discovered from a huge amount of data describing machinery exploitation by the means of sequence and link analyses. Rules achieved in this manner are clear and simple to apply by maintenance groups. All results are characterized by a confidence value that is connected with the probability of occurrence of the case described by a particular rule.

A support value, counted in the course of the analyses, is useful for identification of the most unreliable parts. The high value of support indicates the efficiency of which requires most attention of maintenance groups during exploitation. Also designers can use this information to improve parts at the stage of prototyping.

REFERENCES

- [1] Giudici P. (2003): *Applied Data Mining, Statistical Methods for Business and Industry*. Wiley.
- [2] Jardine K. S., Anderson P. M., Mann D. S. (1987): *Application of the Weibull proportional hazard model to aircraft and marine engine failure data*. Quality and Reliability Engineering International, 3 77-82.
- [3] Larose D.: *Data Mining Methods and Models*. Wiley-Interscience, Hoboken NJ 2006
- [4] Maimon, O., Rokach, L (2005): *The Data Mining and Knowledge Discovery Handbook*. Springer.
- [5] Moubray J (1999): *Reliability-centered Maintenance*. Butterworth-Heinemann.
- [6] Wang X. Z.: *Data Mining and Knowledge Discovery for Process Monitoring and Control*. Springer-Verlag London 1999.

Dr inż. **Mariusz GIBIEC** jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Mechatroniki AGH. Jego zainteresowania dotyczą zastosowań metod eksploracji danych (Data Mining) oraz sztucznej inteligencji (sieci neuronowych i zbiorów rozmytych) w Diagnostyce Technicznej. Jest autorem prac nad wykorzystaniem powyższych technik w systemach monitorujących do realizacji zadań filtracji, predykcji oraz klasyfikacji stanu.



MODELLING AND VIBRATION ANALYSIS OF THE BEAM WITH A HORIZONTAL CRACK

Leszek MAJKUT

AGH University of Science and Technology, Department of Mechanics and Vibroacoustics
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, majkut@agh.edu.pl

Summary

In work the new model of horizontal crack in a beam like structure is proposed. Application of the proposed model is limited to the first natural frequency determination and in case of forced vibration to the all frequency of excitation below the second natural frequency. Verification of the proposed model was done by comparison the natural frequency determined by FEM and from proposed model for different crack location, length and depth.

After verification of the proposed model it have been used to determination of the first natural frequency variation as function of the horizontal crack depth, length and location.

Keywords: modelling, horizontal crack, natural frequency, vibration.

MODELOWANIE I ANALIZA DRGAŃ POPRZECZNYCH BELKI Z POZIOMYM PĘKNIĘCIEM

Streszczenie

W pracy zaproponowano model belki z pęknięciem poziomym, prostoliniowym. Zastosowanie proponowanego modelu ograniczone jest do pierwszej częstości drgań własnych, a w przypadku drgań wymuszonych do częstości poniżej drugiej częstości drgań własnych. Weryfikacji modelu dokonano poprzez porównanie pierwszych częstości drgań własnych wyznaczonych MES dla różnych głębokości, długości i położenia pęknięcia.

Po weryfikacji modelu wykorzystano go do wyznaczenia zmian pierwszej częstości drgań własnych belki wspornikowej w funkcji głębokości, długości i położenia poziomego pęknięcia.

Słowa kluczowe: modelowanie, poziome pęknięcie, częstości własne, drgania.

1. INTRODUCTION

The work concerns with modelling of the horizontal cracks in a beam like structures. Such kind of the damage in the element can appear in some case of gigacycle fatigue [12], and it is a delamination model in layer structures [4].

The aim of the damage modelling is the search of the damage symptoms in the constructional element. Analysis of the dynamic processes of real objects can be expensive, time-consuming and in certain cases impossible, whereas experiments can be easily carried out on models, which can be used to simulate dynamic response. For this purpose a physical and mathematical model of the object should be built followed by estimation of model parameters and model verification [5].

The classical methods of the nondestructive diagnostics like magnetic, eddy currents or powder methods, do not allow to the diagnostics of analysed horizontal cracks in the beam. These methods based on detection of a discontinuity in the element i.e. to transverse, edge cracks [1]. Ultrasound methods are based on measure the surface waves, which disappear exponentially with the depth, so their utilization is also limited to the cracks about the small depth

Therefore, in case of the horizontal crack in a beam, the best nondestructive diagnostics is the vibroacoustic diagnostics. In model based diagnosis [7], the model of the analyzed phenomenon is indispensable, what in turn allow to construct the inverse model [2, 3] and identify the technical condition of the diagnosed (monitored) object [2].

The verification of proposed model was done by the comparison of the first natural frequencies of the cracked beam determined from FEM analysis and proposed model for various depths, length and location of the crack.

The only one approach (known to the present author) to modeling the horizontal crack have been done by Ishak in [6]. The proposed there model is used to determination the transient vibration of the infinite beam in first few milliseconds after applying force impulse. The application of such model to determination the natural frequencies of the finite beam leads to incorrect results in the comparison with the results of the FEM simulation.

2. MODEL DESCRIPTION

The object of the work is horizontal crack modelling in a beam like structures, which can be

used to the vibration analysis and the vibroacoustic model based diagnostics [8]. One can use this model to the analysis of the crack influence on natural frequency of the beam, which in turns can be use to the diagnostics of the element condition (the identification of cracks) [9, 10, 11].

The considered in the work problem was described by Bernoulli - Euler beam model (the so-called technical equation). The analysed in the work beam with the horizontal crack in fig. 1 is showed

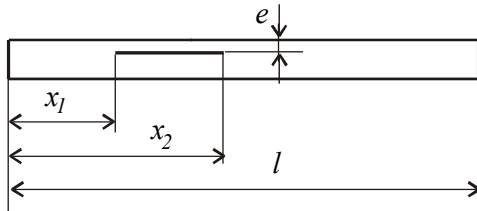


Fig. 1. Horizontal crack in a beam

In fig.1 l denotes element length, e – crack depth, x_1 and x_2 beginning and end of the crack respectively. In work a length d of the crack is also used - $d = x_2 - x_1$.

2.1. „2-beams” crack model

In order to construct a mathematical model of the cracked element author proposes to divide the element in four substructures: 1 - for $x \in \langle 0, x_1 \rangle$, 4 - for $x \in \langle x_2, l \rangle$. The cracked section $x \in \langle x_1, x_2 \rangle$, is divided into two substructures 2 and 3 (from here the name - the „2-beams” model) one of them about the height the even depth of the crack e second with the height $h-e$. The proposed model was showed in fig. 2

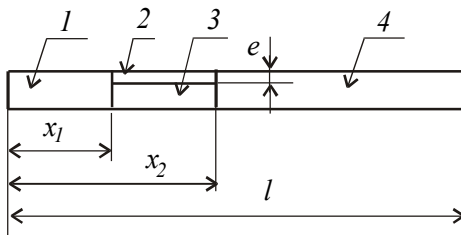


Fig. 2. Analysed cracked beam model

Each subsection of the element is described by Bernoulli - Euler model of beam.

The equation of motion for section 1 and 4 of the beam can be written as:

$$EI_i \frac{\partial^4 y_i(x,t)}{\partial x^4} + \rho A_i \frac{\partial^2 y_i(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad i = 1, 4 \quad (1)$$

where: E and ρ are Young's modulus and density of the beam material, I_i and A_i are the second moment and cross-sectional area of the beam, $y_i(x,t)$ is the transverse displacement, x is the axial co-ordinate $x \in (0, x_1)$ for $i = 1$ and $x \in (x_2, l)$ for $i = 4$.

In the cracked section of the beam (i.e. 2 and 3 - Fig. 2) the equations has a form:

$$EI_2 \frac{\partial^4 y_2(x,t)}{\partial x^4} + \rho A_2 \frac{\partial^2 y_2(x,t)}{\partial t^2} = q(x,t) \quad (2)$$

$$EI_3 \frac{\partial^4 y_3(x,t)}{\partial x^4} + \rho A_3 \frac{\partial^2 y_3(x,t)}{\partial t^2} = -q(x,t) \quad (3)$$

where: $q(x,t)$ is the normal contact pressure between elements 2 and 3 in cracked section.

In proposed model it is assumed that beams 2 and 3 have identical transverse displacements and are free to slide over each other in the axial direction (all friction forces are neglected).

Identical transverse displacement means that $y_2(x,t) = y_3(x,t)$. After introduction the function $y_2(x,t)$ to the eq. (3) and addition to eq. (2) the equation of motion of the cracked section of the beam can be written as:

$$E(I_2 + I_3) \frac{\partial^4 y_2}{\partial x^4} + \rho(A_2 + A_3) \frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} = 0 \quad (4)$$

where: I_2 and I_3 are the second moment of the 2 and 3 beam with respect to neutral axis of the whole element (see fig. 2).

2.2. Determination of the moments of inertia

The second moments of the beams 2 and 3 with respect to neutral axis of the whole element should be determined from equations (with utilization of the Steiner's theorem):

$$I_2 = \frac{be^3}{12} + be \left(\frac{h}{2} - \frac{e}{2} \right)^2 \quad (5)$$

$$I_3 = \frac{b(h-e)^3}{12} + b(h-e) \left(\frac{e}{2} \right)^2 \quad (6)$$

In such situation the sum $I_2 + I_3$ (from eq. 4), after rearrange takes form:

$$I_2 + I_3 = \frac{bh^3}{12} \quad (7)$$

From such a solution arises that, with assumption of the displacements equality in cracked section of the analysed element ($y_2(x,t) = y_3(x,t)$), crack has no influence on the dynamic behaviour of the element.

Both eqs. (1) and (4) have, in this case the identical form.

2.3. Continuity of the normal stress

The second effect, which must be taken into consideration is the continuity of the normal stress at the beginning and at the end of the crack section. In fig. 3 the bending stress distribution at the x_1 abscissa is showed.

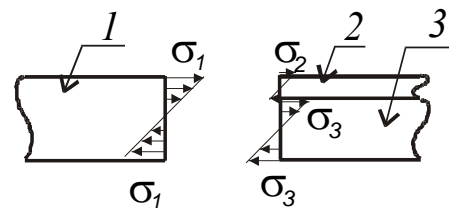


Fig. 3. Bending stress distribution in beams 1, 2 and 3 at crack beginning abscissa - x_1

In order to ensure the continuity of the normal stresses the present author propose to introduce and take into account in mathematical model an axial force.

Forces N_2 and N_3 acting respectively on beam 2 and 3, of the „2-beams” crack model can be determined from continuity conditions of the maximal value of the normal stresses:

$$\sigma_1^g = \sigma_2^g + \frac{N_2}{A_2}$$

$$\sigma_1^g = \sigma_3^g + \frac{N_3}{A_3}$$

superscript g denotes, that the stresses comes from bending.

Such defined axial forces N_2 and N_3 can be determined from:

$$N_2 = A_2 \left(\frac{M_{g1}(x_1)}{W_{g1}} - \frac{M_{g2}(x_1)}{W_{g2}} \right) \quad (8)$$

$$N_3 = A_3 \left(\frac{M_{g1}(x_1)}{W_{g1}} - \frac{M_{g3}(x_1)}{W_{g3}} \right) \quad (9)$$

where: $M_{g1}(x_1)$ – value of the bending moment at the end of the sector l cracked element (fig..2), $M_{g2}(x_2)$ and $M_{g3}(x_3)$ – values of the bending moments determined in beam 2 and 3 respectively at abscissa x_1 .

3. EQUIVALENT MODEL OF THE CRACKED BEAM

Based on eqs. (7), (8), (9) and using the assumption about equality of the transverse displacements of the both beams in cracked section i.e. $y_2(x, t) = y_3(x, t)$, the author proposes the building of equivalent model the horizontally cracked element. Such model in fig. 4 is showed.

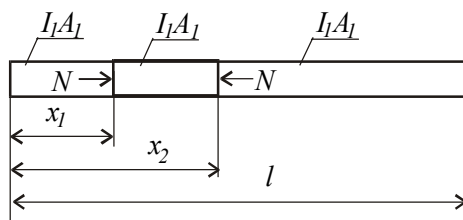


Fig. 4. Equivalent model of the cracked beam

In proposed model the cracked element has constant area cross-section and constant second moment of area on its whole length. The crack is taking into consideration by introduction the axial force N on the cracked section of the element.

In case of natural frequency determination the use of equations (8) and (9) become impossible, because of the lack of the possibility in the qualification of the value of the moment bending. The bending moment depends on the integration

constants, these meanwhile can not unambiguously qualify, one can determine only dependences between them.

In such a case the axial force can be identified from natural frequency calculated for a few (at least four) crack length $d = x_2 - x_1$ for one assumed crack depth.

3.1. Identification of the axial force

In order to determine axial force the several of the FEM simulations was carried out. In work the cantilever beam with material data: Young modulus $E = 2.1 \cdot 10^{11}$ Pa and material density $\rho = 7860$ kg/m³ and geometrical data: rectangular cross-section $b \times h = 0.04 \times 0.04$ m, and length of element $l = 1.2$ m was analysed

Values of the natural frequencies together with the identified on their basis axial forces were putted in the table 1

Table 1. Identified value of axial force

x_1 [m]	d [m]	e	f_1 [Hz]	N [N]
0.40	0.1	$h/2$	23.184	6800
0.40	0.2	$h/2$	23.146	14500
0.40	0.3	$h/2$	23.015	26700
0.40	0.4	$h/2$	22.758	42400
0.40	0.5	$h/2$	22.371	61100

Based on the observations the changing of the axial force N in function of crack length d , the approximation function in a polynomial form was proposed:

$$N(d) = a_0 + a_1 d + a_2 d^2 \quad (10)$$

Constants a_i was determined with use the linear regression analysis and in analysed case have values: $a_0 = 375.0$, $a_1 = 39\ 589.3$, $a_2 = 163\ 392.9$. The results of the approximation (continuous line) and result from tab. 1 (denoted by "o") in fig. 5 are showed.

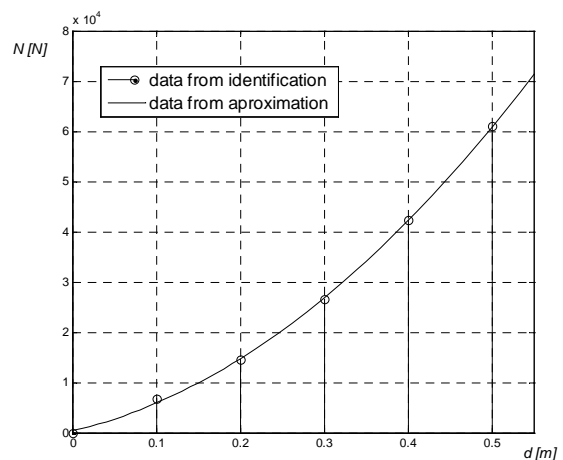


Fig. 5. The change of the axial force vs. crack length

3.2. Model verification

Verification of the proposed model was done by comparison the natural frequency of the beam with crack about different locations, lengths and depths.

Results of the comparison the natural frequency obtained from finite element method ω_{FEM} and with use of the proposed model ω_{mod} were putted in tabs. 2, 3 and 4.

The relative error have been determined from:

$$\delta\omega = \frac{|\omega_{mod} - \omega_{FEM}|}{\omega_{FEM}} \cdot 100 \% \quad (11)$$

In every case of the verification, the axial force identification have been done as it has been described in point 3.1. with crack depth $e = h/2$.

In the tab.2 the results of the verification for the crack at the same depth like in identification process were putted

Table 2. Model verification

x_l [m]	d [m]	e	$\delta \omega$ [%]
0.10	0.05	$h/2$	0.0431
0.10	0.15	$h/2$	0.1642
0.10	0.25	$h/2$	0.5699
0.10	0.35	$h/2$	1.2972
0.10	0.45	$h/2$	2.3032
0.40	0.10	$h/2$	0.0129
0.40	0.20	$h/2$	0.0173
0.40	0.30	$h/2$	0.0131
0.40	0.40	$h/2$	0.0044
0.40	0.50	$h/2$	0.0045
0.90	0.10	$h/2$	0.0043
0.90	0.15	$h/2$	0.0259
0.90	0.20	$h/2$	0.0604
0.90	0.25	$h/2$	0.0950

In the tabs 3 and 4 the results of the verification for the crack at the others depths ($h/3$ and $h/4$ respectively) than in identification process were putted

Table 3. Model verification

x_l [m]	d [m]	e	$\delta \omega$ [%]
0.10	0.10	$h/3$	0.0647
0.10	0.20	$h/3$	0.2510
0.10	0.30	$h/3$	0.6536
0.10	0.40	$h/3$	1.2799
0.10	0.50	$h/3$	2.0745
0.40	0.10	$h/3$	0.0129
0.40	0.20	$h/3$	0.0216
0.40	0.30	$h/3$	0.0478
0.40	0.40	$h/3$	0.0790
0.40	0.50	$h/3$	0.1110
0.80	0.10	$h/3$	0.0086
0.80	0.15	$h/3$	0.0648
0.80	0.20	$h/3$	0.1023
0.80	0.25	$h/3$	0.1513

Table 4. Model verification

x_l [m]	d [m]	e	$\delta \omega$ [%]
0.10	0.05	$h/4$	0.0388
0.10	0.15	$h/4$	0.0993
0.10	0.25	$h/4$	0.2728
0.10	0.35	$h/4$	0.5665
0.10	0.45	$h/4$	0.9558
0.40	0.10	$h/4$	0.0173
0.40	0.20	$h/4$	0.0259
0.40	0.30	$h/4$	0.0997
0.40	0.40	$h/4$	0.2094
0.40	0.50	$h/4$	0.3386
0.90	0.10	$h/4$	0.0216
0.90	0.15	$h/4$	0.0043
0.90	0.20	$h/4$	0.0129
0.90	0.25	$h/4$	0.0259

The results of the verifications putted in tabs 2-4 indicate the correctness of the proposed model.

4. MATHEMATICAL MODEL

The equations of the beam free vibration after separation of variables have forms :

- for $x \in \langle 0, x_1 \rangle$

$$X_1^{(4)}(x) - \lambda^4 X_1(x) = 0 \quad (12)$$

- for $x \in \langle x_1, x_2 \rangle$

$$X_2^{(4)}(x) + \beta X_2''(x) - \lambda^4 X_2(x) = 0 \quad (13)$$

- for $x \in \langle x_2, l \rangle$

$$X_3^{(4)}(x) - \lambda^4 X_3(x) = 0 \quad (14)$$

The solution of the eqs. (12) and (14) are given by ($i = 1, 3$):

$$X_i = P_i \cosh \lambda x + Q_i \sinh \lambda x + R_i \cos \lambda x + S_i \sin \lambda x \quad (15)$$

The solution of the eq. (13) is given by:

$$X_2(x) = P_2 \cosh \kappa_1 x + Q_2 \sinh \kappa_1 x + R_2 \cos \kappa_2 x + S \sin \kappa_2 x \quad (16)$$

where: $\lambda^4 = \omega^2 \rho A / EI$; $\beta = \frac{N}{EI}$;

$$\kappa_1 = \sqrt{\frac{-\beta + \sqrt{\beta^2 + 4\lambda^4}}{2}}; \quad \kappa_2 = \sqrt{\frac{\beta + \sqrt{\beta^2 + 4\lambda^4}}{2}}$$

Integration constants - P_i, Q_i, R_i, S_i ($i = 1, 2, 3$) depends on boundary and continuity conditions.

The continuity conditions at the point $x = x_l$ describes:

- equality of the vibration amplitudes

$$X_2(x_l) - X_l(x_l) = 0$$

- equality of the bending slope

$$X_2'(x_l) - X_l'(x_l) = 0$$

- equality of the bending moments

$$X_2''(x_l) - X_l''(x_l) = 0$$

- equality of the shear force

$$X_2'''(x_l) - X_l'''(x_l) = 0$$

The continuity conditions at point $x = x_2$ are obtained by replacing X_1 and x_1 by X_3 and x_2 respectively in the above equations.

The boundary conditions for cantilever beam are given by:

$$\begin{aligned} X_1(0) &= 0 & X_3''(l) &= 0 \\ X_1'(0) &= 0 & X_3'''(l) &= 0 \end{aligned}$$

In figs. 6-8 the variation of the first natural frequency as a function of the crack depth, length and location is showed respectively.

The variation of the first natural frequency denoted by $\delta\omega_1 = \frac{\omega_{1h}}{\omega_{1d}} \cdot 100\%$, where: ω_{1h} – the first

natural frequency of the health (undamaged) beam, ω_{1d} – the first natural frequency of the damaged beam, e , d , x_1 are the crack depth, length and location respectively.

In fig.6 the variation of the first natural frequency as a function of the crack location is showed (both crack length and its depth is fixed).

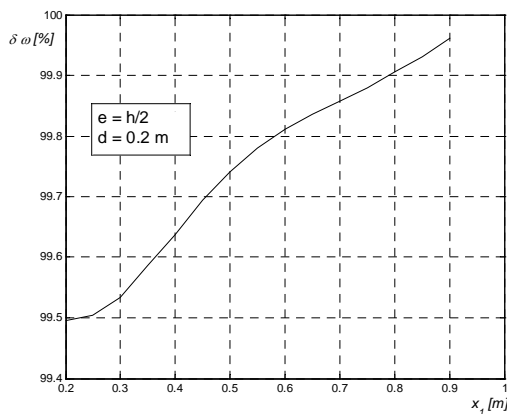


Fig. 6. The change of the first natural frequency vs. crack location

In fig. 7 the variation of the first natural frequency as a function of the crack length is showed (both crack location and its depth is fixed).

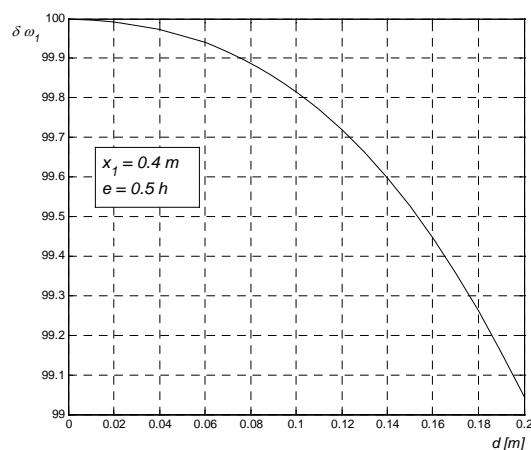


Fig. 7. The change of the first natural frequency vs. crack length

In fig. 8 the variation of the first natural frequency as a function of the crack depth is showed (both crack location and its length is fixed).

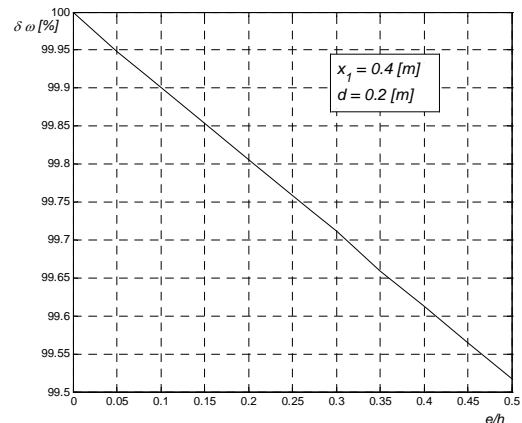


Fig. 8. The change of the first natural frequency vs. crack depth

5. CONCLUDING SUMMARY

In the work the new model of the horizontal crack in the beam like constructional element was proposed. It was assumed in proposed model, that both of the beam sectors in cracked section have the same displacements. This assumption limits the use of this model to determination only the first natural frequency of the beam and in a case of the forced vibration, for the all of the excitation frequency below the second natural frequency of the beam.

The method of the axial force determination limits the applying proposed model to the analysis of the steady states of the beam (the eigenfrequency, the eigenvectors, the vectors of forced vibrations).

The verification of model was done by the comparison of first eigenfrequencies determined from FEM analysis and proposed model for various depths, lengths and the depths of the crack. The results from tables 2 and 3 show the correctness of proposed model of the horizontal crack in beam like structures.

ACKNOWLEDGEMENT

This paper was supported by the Ministry of Science and Higher Education of Poland under research grant no N 504 042 32/3443.

REFERENCES

- [1] Adams D.: *Health monitoring of structural materials and components: methods with applications*. Willey 2007.
- [2] Cholewa W.: *Modele odwrotne i modelowanie diagnostyczne*. Diagnostyka 30(2004) s. 111-114.
- [3] Cholewa W., Kiciński J.: *Diagnostyka Techniczna. Metody odwracania nieliniowych modeli obiektu*. Wydawca: Katedra Podstaw

- Konstrukcji Maszyn - Politechnika Śląska, 2001.
- [4] Doliński Ł.: *Porównanie wybranych modeli delaminacji w kompozytach warstwowych*. Modelowanie Inżynierskie, 32 (2006), s. 113-118.
- [5] Giergiel J, Uhl T.: *Identyfikacja układów mechanicznych*. PWN, Warszawa, 1990.
- [6] Ishak S. I. Liu G. R. i Lim S. P.: *Study on characterization of horizontal cracks in isotropic beams*. Journal of Sound and Vibration (2000) 238(4), pp. 661-671.
- [7] Kiciński J.: *Model Based diagnostics – today and tomorrow*. Diagnostyka 30(2004) pp. 241-248.
- [8] Majkut L.: *Wibroakustyczne symptomy pęknięcia belki*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn 144(2005), s. 165-181.
- [9] Majkut L.: *Identyfikacja pęknięcia w belkach o znanych warunkach brzegowych*. Diagnostyka 32(2004) s. 107-116.
- [10] Majkut L.: *Identyfikacja pęknięcia w belkach na podstawie pomiaru częstości drgań własnych*. Kwartalnik AGH Mechanics 24 z.1 (2005) s. 21-28.
- [11] Majkut L.: *Identyfikacja pęknięcia na podstawie amplitud drgań wymuszonych*. Kwartalnik AGH Mechanics 24 z. 3 (2005) s. 199-204.
- [12] Nowy F., Bokuva O.: *Gigacycle fatigue at highfrequency loading*. Materiały 7th International seminar of Technical Systems Degradation, Liptowsky Mikulas 2008, pp. 111-114.



dr inż. **Leszek MAJKUT** (ur. 1970), absolwent Wydziału Elektroniki, Automatyki, Informatyki i Elektrotechniki AGH (1995). Pracę doktorską dotyczącą wpływu lokalnej zmiany sztywności na amplitudę drgań i widmo częstości obronił w 1999 na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH w Krakowie. Obecnie prace badawcze dotyczące diagnostyki wibroakustycznej uszkodzeń elementów konstrukcyjnych, problemów związanych z odwracaniem modeli diagnostycznych oraz szeroko pojętej teorii drgań (drgania, wibroizolacja, hałas), ze szczególnym uwzględnieniem układów ciągłych i dyskretno-ciągłych prowadzi w Katedrze Mechaniki i Wibroakustyki AGH.

DECISION SUPPORT SYSTEM FOR MAINTENANCE OF AGRICULTURAL TECHNICAL OBJECTS

Jerzy GRUDZIŃSKI

University of Natural Sciences in Lublin, Faculty of Production Engineering
ul. Doświadczalna 50a, 20-280 Lublin, Poland, e-mail: jerzy.grudzinski@up.lublin.pl

Summary

The article presents computer advisory system (DSS) for the selection of repair method and repair material of parts, especially of agricultural technical objects. A concept of complex DSS based on integration of modern software technologies such as: data bases, expert systems and case based reasoning systems as well as hipertext descriptions of technology and making use of internet communication has been presented. Taking into account the specific character of machinery maintenance in national agriculture, there has been indicated a possibility of mastering the decision process by application of specialized computer software. In the recapitulation the possibilities of specific computer software have been introduced and the directions for further research have been suggested.

Keywords: maintenance, decision support system (DSS), internet.

KOMPUTEROWY SYSTEM DORADCZY WSPOMAGAJĄCY OBSŁUGIWANIE ROLNICZYCH OBIEKTÓW TECHNICZNYCH

Streszczenie

Artykuł prezentuje komputerowy system doradczy z zakresu doboru technologii i materiałów dodatkowych do napraw obiektów technicznych, szczególnie dla stosowanych w rolnictwie. System doradczy integruje w sobie różne techniki przetwarzania i prezentacji informacji: bazy danych, systemy ekspertowe, systemy oparte o przypadki oraz technologię hipertextu. Zadaniem systemu dostosowanego do specyfiki eksploatacji maszyn pracujących w krajowym rolnictwie jest doskonalenie procesu podejmowania decyzji inżynierskich. W podsumowaniu pokazane są możliwości doradztwa oferowane przez system oraz sugestie dotyczące kierunków jego rozwoju.

Słowa kluczowe: obsługa maszyn, komputerowe wspomaganie decyzji, internet.

INTRODUCTION

The majority of technical objects used in agriculture production are regenerateable. The poor maintenance conditions and inconvenient age structure in Poland make them susceptible for damages.

The progress in production technologies of technical objects, necessity of agricultural and food production costs limitation and growing ecological requirements make producers, services and users of agricultural technical objects, improve constantly their conditions of using and maintenance [3]. Particular conditions of machinery maintenance in agriculture, especially in national conditions [10,12] render difficult proper organization of their services and extend the number of institutions and persons, who are responsible for their reliability.

As a result of complex conditions of national agriculture development, two main strategies of agricultural machinery maintenance have been noticed:

- maintenance in service workshops officially authorized by agricultural machinery producers—expensive solution [11],

- maintenance by the users or by non-authorized service workshops – cheaper solution [6].

The observation of national maintenance system of agricultural machinery shows that there are real possibilities of it's improvement. There is a correlation between effectiveness of persons dealing with maintenance of machinery and using by them of computer advisory systems Computer Aided Maintenance Management Systems [15].

One of the three main ranges of CMMS operation is supporting restoration of technical objects operational properties. Perspective direction of CMMS development is "expert systems utilization for making rational selection of proper way of tasks realisation, which can be achieved in many ways [9].

In traditional approach to repairing processes teaching (instruction) the emphasis is put on technology of repair. The problems of selection of filler materials (welding, adhesion, regenerative composites) are presented by mechanical properties of each group of materials, usually without taking into account a quick progress setting in such group of materials. Tasks of acquainting users with filler materials properties are taken on by the producers

and distributors, leaving decision of using that or another product to the user, who takes responsibility for the repair results.

The aim of the study was building of knowledge base, which lets quick, as much as possible objective selection of materials and repair (regeneration) technology in the situation of territorial dispersion of agricultural machinery service workshops or for the repairs done by the users. Advisory system building involved some elements of methodology used by computer decision support systems for materials selection at the design phase.

1. COMPUTER METHODS OF THE SELECTION OF PRODUCTION TECHNOLOGY AND MATERIALS

The most popular system for computer aided engineering materials selection is CES system (Cambridge Engineering Selector) based on methodology of materials properties diagrams by prof. M.F. Ashby [1] and produced by Granta Design Ltd. Data bases of CES system contain seven mutually correlated tables, three of which: materials, production processes and shape of elements, constitute a group of the main selection. The selection of materials is done in some stages, there is a possibility of choosing selection method (numerical or graphic).

In spite of high renown of the system and its popularity all over the world, usually its applications do not go beyond the instruction of materials science. There are known attempts of Ashby's methodology application for optimization of selection production technological processes [13] and its adaptation to the production needs [2].

In Poland the problems of computer selection of engineering materials are dealt by a team of scientists from Silesian University of Technology in Gliwice. The computer system developed there and based on object data bases technology makes selection of material possible, which meets all active criteria according to their importance [5].

Because of complexity of processes taking place during bonding of different elements of materials and a wide offer of technologies and filler materials, computer support of welding becomes more and more significant in the process of design. The significant role is played by The Welding Institute in Abington with its huge data base of computer software on different aspects of connecting different elements of materials. Polish research studies are concentrated mainly in Cracow, Silesian, Warsaw, Wrocław Universities of Technology and Welding Institute in Gliwice. The computer system "Technologie napawania" is an example of Polish tool for supporting the selection of filler materials [14].

In The University of Natural Sciences in Lublin from the beginning of 1990s investigations have been done on computer aided selection of materials and technological processes of repair technical objects

applied in agricultural production and food industry [7]. Various types of computer software were used to build computer programmes, depending on needs and of computer technology advancement: from Turbo Pascal calculation software, through measurement software and data bases, to expert systems. Development of the Internet facilitating quick access to the knowledge and making more attractive forms of its transfer to the places far from the place of university (open learning), according to proposal of Dąbkowski and Molenda [4] resulted in directing of the investigations focus on building of multimedia system of aided learning, which integrates different methods of representation and presentation of knowledge.

2. METHODOLOGY OF ADVISORY SYSTEM BUILDING

The information of knowledge sources, methodology assumptions and a concept of advisory system have been published in [8]. Very important phase of the system building was constituted by structuring of the knowledge concerning the technology of repairs, i.e. decomposition and thematic grouping of information about individual technologies application possibilities, the properties of filler materials for repairs and setting of selection criteria hierarchy.

The adopted criteria of filler materials selection for welding and surface welding were: the type of original material, technology of repair (regeneration), more detailed type of original material and additional requirements, e.g. working conditions of machine elements, position of treatment, corrosion resistance.

For the selection of polymer – metallic or ceramic regenerative composites the selection criteria were: the type of original material, permissible working temperature, time for polymer setting up, machinability after setting up, possibility of contact with drinking water and food.

Because of lack of standards for some sorts of filler materials for repair, the catalogs, other information materials from producers and users' opinions, were used for comparing them.

The advisory system was implemented as an element of didactic sever of Chair of Bases of Technology University of Natural Sciences in Lublin. HTML editor and NetObject Fusion software were used to build www pages. Advisory part of the system was written in the environment of object software Visual Basic and with shell Expert System software Polshell (Aitech). Some graphics and animation elements of web pages were reached by downloading them from free of charge web pages. Some graphical elements were done individually with the help of COREL Draw software. Pictures procession was made with Corel Photo Paint.

3. THE STRUCTURE OF THE SYSTEM

The architecture of the system has been designed in a way that gives possibility to the user of quick access to information selected by him. The whole system has modular structure, which is presented on Fig.1. Main page of the system shows essential functions of the system and by means of virtual buttons the access to each subject pages is possible.

The system has other possibilities of it's application:

1. Optimal selection of repair method and sort of material for given by the user sort of wear, for specified (according to the repair method) repair criterion – tool: Expert System,
2. Optimal selection of filler material for specified by the user technology of repair – tool: Visual Basic language,
3. Technology of repair review, their advantages and application limitations,
4. Review of filler materials and their properties,
5. Review of cases of successful repairs with their description and picture documentation,

6. Review of the links to internet pages of repair devices producers and repair materials,
7. Index of terminology connected with repairs.

4. SUMMARY AND FUTURE WORKS DIRECTIONS

The advisory system presented in the article can help the user to learn basic terms connected with repair of technical objects, especially applied in agriculture. Descriptions of each technology are completed by some practical examples of repairs with regard to the results of repair – Fig. 2. The system gives the information of filler welding, surface welding materials and based on adhesion technology.

The usefulness of the system is defined by quantity, quality and actuality of information contained in it. That is the reason of possibility of putting of current knowledge for actual needs. The works have been continued on integration of the system in environment of integrated system of artificial intelligence SPHINX v. 4.0 (*Aitech*).

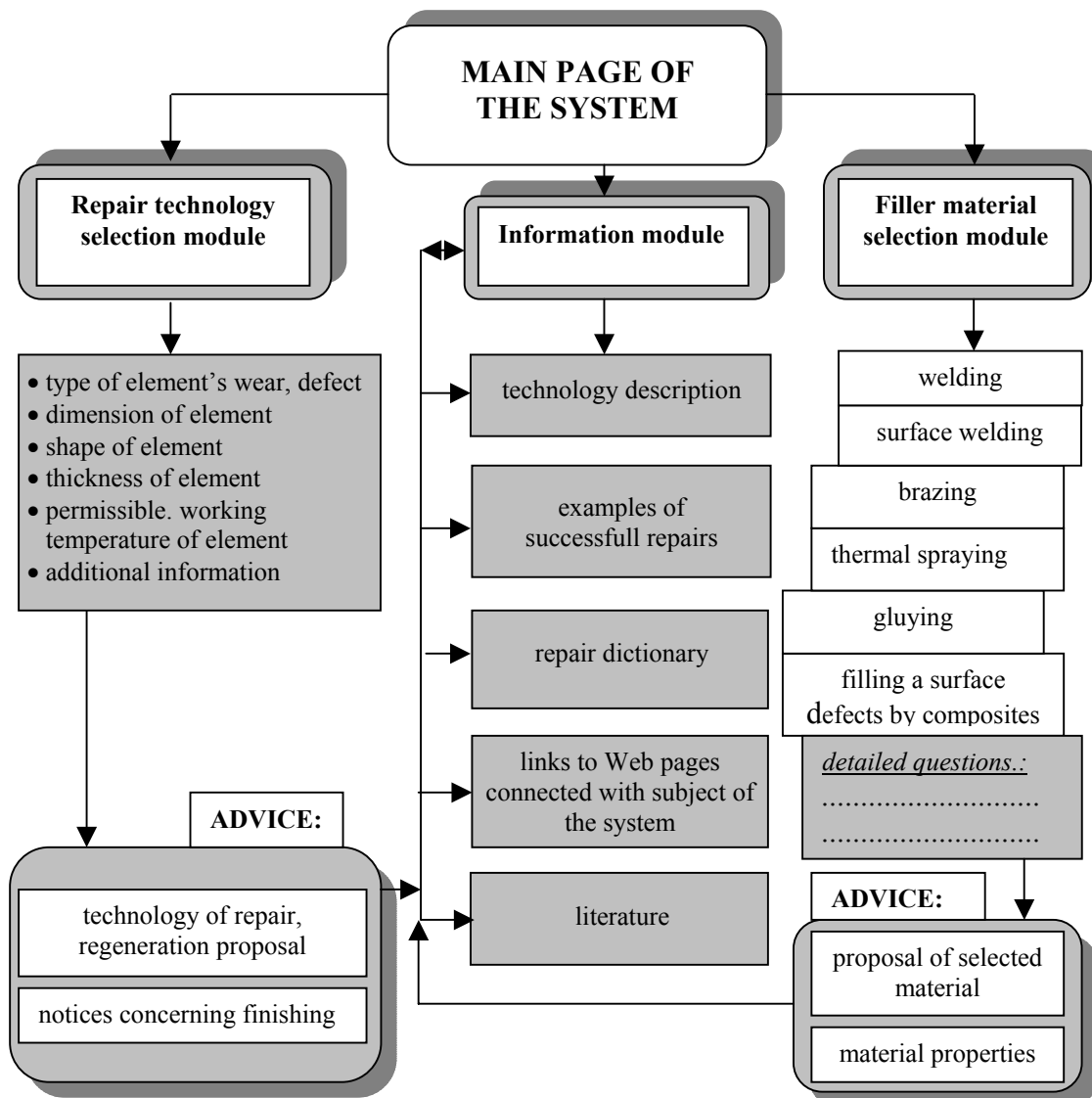


Fig. 1. A block diagram of the system for the selection of repairing materials and methods



Fig. 2. An example screen of presented system

REFERENCES

- [1] Ashby M. F.: *Dobór materiałów w projektowaniu inżynierskim*. WNT, Warsaw, 1998
- [2] Brechet Y. i in.: *Challenges in materials and process selection*. Progr. in Mat. Scien., vol. 46, 2001, pp. 401-428.
- [3] Cygan Z.: *Kierunki rozwoju nauki o eksploatacji systemów technicznych*. Mat. II Intern. Conf.: Eksploatacja 2000, Wyd. W.S.E.-Inf. Warsaw, 2000, pp. 13
- [4] Dąbkowski J., Molenda K.: *Wprowadzenie elementów kształcenia otwartego za pomocą tanich technologii internetowych*. Inż. Roln., 2001, vol. 11, pp. 47-52.
- [5] Dobrzański L. A. - pod red.: *Zasady doboru materiałów inżynierskich z kartami charakterystyk*. Wyd. P. Śl. Gliwice 2001.
- [6] Dreszczyk E.: *Stany początkowe w projektowaniu eksploatacji maszyn i systemów technicznych w rolnictwie*. Probl. Eksploat., 2001, vol. 4, pp. 115-122.
- [7] Grudziński J.: *An Expert System for the Instant Repair Method of Machinery in Food Industry*. II Europ. Conf. of the EFITA. Bonn, 1999, pp. 633-638.
- [8] Grudziński J.: *Wspomaganie zarządzania jakością eksploatacji obiektów technicznych pracujących w rolnictwie*. Inż. Rol. 2001, vol. 11, pp. 91-98.
- [9] Kaźmierczak J.: *Eksploatacja systemów technicznych dla studentów kierunku zarządzanie*. Wyd. P. Śl., Gliwice 2000
- [10] Kruczkowski M.: *Ocena parku ciągnikowego krajowego rolnictwa-rok 2000*. Wieś jutra, 2001, vol. 9 (38), pp. 17-19
- [11] Otmianowski T.: *Przyspieszenie technologiczne a procesy eksploatacji w XXI wieku*. Probl. Eksplo., 2001, vol. 3, pp. 227-237.
- [12] Rzeźnik C.: *Specyfika obsługi technicznej maszyn rolniczych*. Roczn. AR Poznań, Rolnictwo, Poznań, 1996, vol. 49, pp.191-196.
- [13] Shercliff H. R., Lovatt A. M.: *Selection of manufacturing processes in design and the role of process modelling*. Progr. in Materials Science. 2001, vol. 46, pp. 429-459.
- [14] Turyk E., Dusza R.: *Komputerowe wspomaganie opracowywania technologii napawania*. Przegląd Spawalnictwa, 1996, vol. 8, pp. 6-9.
- [15] Żółtowski B., Jankowski M.: *Zastosowanie komputerów w eksploatacji*. Praktyczny poradnik konserwacji maszyn i urządzeń. Weka Sp. z o.o., Warsaw, 2000.



Dr hab. Eng. **Jerzy GRUDZIŃSKI** graduated from the Faculty of Cars and Working Machinery Faculty of Technical University in Warsaw. From the beginning of his work at the Agricultural University

in Lublin his scientific interests were focused on technology of repair and regeneration of agricultural machinery. Later he started working on artificial intelligence application to the decision processes. He applies expert system technology to the selection of repair methods and materials.

AIDING THE PROCESSES OF MACHINERY DESIGN, MAINTENANCE AND DIAGNOSTICS USING AUGMENTED REALITY

Wojciech MOCZULSKI, Marcin JANUSZKA, Wawrzyniec PANFIL

Silesian University of Technology at Gliwice
Department of Fundamentals of Machinery Design
18A Konarskiego Str., 44-100 Gliwice, Poland
{wojciech.moczulski, marcin.januszka, wawrzyniec.panfil}@polsl.pl

Summary

The paper presents the results of a research on applications of Augmented Reality (AR for short) which have been carried out in the Department of Fundamentals of Machinery Design, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland. AR is a technology rising from Virtual Reality (VR). Generally, the main aim of application of AR technology is to aid the user in his/her operation in the real world. There are briefly described the applications of augmented reality concerning three important stages of a product lifecycle. The first one is the implementation of AR in machinery designing. The second one concerns aiding a technician in his maintenance work. And the last one is the application of AR in machinery diagnostics.

Keywords: augmented reality, virtual reality, designing, maintenance, diagnostics.

ZASTOSOWANIE POSZERZONEJ RZECZYWISTOŚCI WE WSPOMAGANIU PROCESÓW PROJEKTOWANIA, OBSŁUGI ORAZ DIAGNOSTYKI MASZYN

Streszczenie

W artykule zaprezentowano wyniki badań prowadzonych w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn (KPKM) nad zastosowaniem poszerzonej rzeczywistości (*ang.* augmented reality) we wspomaganiu prac inżynierskich. Poszerzona rzeczywistość wywodzi się z wirtualnej rzeczywistości. Podstawowym celem jej stosowania jest wspomaganie człowieka w wykonywaniu przez niego różnych działań. W artykule przedstawione są przykładowe systemy poszerzonej rzeczywistości opracowane w KPKM. Zastosowania tych systemów odnoszą się do kilku podstawowych etapów związanych z cyklem życia produktu, tj. projektowaniem, obsługą i diagnostyką tego produktu.

Słowa kluczowe: poszerzona rzeczywistość, wirtualna rzeczywistość, projektowanie, obsługa, diagnostyka.

1. INTRODUCTION

A term "Augmented Reality" (AR) [1, 2] was originally used to describe systems that join virtual information with a view of real environment and present them to user's eyes. AR in comparison with Virtual Reality (VR) joins in one space virtual information with information concerning the real world surrounding the user. Virtual information is provided in a form of labels, shadows, animations, geometrical elements appearing on the camera view presented to the user's eyes or even sounds heard by the user. A characteristic feature of AR systems is that they place real objects and virtual data in one space. Virtual information should be accurately oriented (aligned) with respect to real objects. Therefore significant task is to provide a quick, accurate recording and merging process. Usually, user of such a system wears a Head-Mounted Display (HMD) and with the help of this device can see augmented reality image.

There are many practical applications of AR systems [1]: medicine, designing, manufacturing,

maintenance and repair, assembling, robotics, military (HUD), even in entertainment. In all the applications mentioned the main goal of using AR system is to aid the user in his/her operation.

2. APPLICATIONS OF AUGMENTED REALITY

In the following chapter presented are the three AR systems which have been elaborated in the Department of Fundamentals of Machinery Design, Silesian University of Technology. The first of them aids the user in the designing process [3]. It allows evaluating virtual concepts of a product presented in the real world surrounding. The second AR system was made to help the technician in his/her maintenance work on Electronic Gaming Devices (EMG) [5]. The last one facilitates performing a diagnostic task that depends on sound level measurements around the machine and reasoning about it state [6].

2.1. Designing

Information, originated from diagnostic measurements concerning existing versions of a designed product or similar one, can be used to keep to a minimum (in design stage) potential inefficiencies or failures which can occur during operation of a designed machinery system [3]. By this reason, proper usage of information about failures and inefficiencies in machinery allows designing more reliable versions of machinery.

A designer of machinery could be aided by different modern computer techniques. AR is the one of the modern computer techniques which can aid the designer by providing necessary information during designing [3]. AR system developed in the Department of Fundamentals of Machinery Design, Silesian University of Technology, can provide information about symptoms of failures and inefficiencies (e.g. exceeded limit of vibrations, noise, temperature or pressure) in previous versions of machinery to be designed. It is possible also to provide information how to reduce these failures and inefficiencies.

Information can be displayed for the designer in the form of interactive 3D models, text, pictures, tables, diagrams etc. that may be presented in any place of real environment (on a table, on a wall etc.). Representations of machinery systems might be easier to understand if they were available, not in the form of manuals with text, tables and pictures, but rather as 3D models and drawings superimposed upon the real world. The goal of the research was to provide a solution for the interactive AR system aiding the user in the design process [4].

Let us consider how the designer interacts with AR system. During design process the user with HMD on head sits in front of a computer. The user looks through HMD over the cards from a special catalog with markers and the AR system displays virtual models of previous versions of a designed product and/or some information in the form of virtual text onto these cards. The user by changing pages can preview all data about a selected model of the designed product. The designer can also export the selected 3D model to CAD/CAM/CAx software CATIA v5r16 and then in CATIA workplane see that model. It is possible to improve the model in order to eliminate inefficiencies and failures in the prospective machinery system. During the design process the user has permanent access to the information from a database of AR system. It is possible to get information (in any form) about causes of failures and procedures to eliminate those failures. This information is displayed in the real environment.

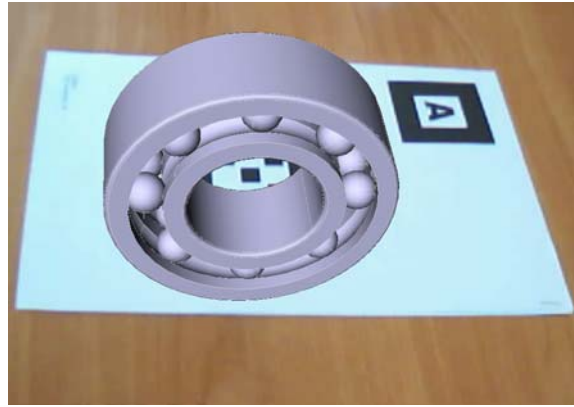


Fig. 1. Example of aiding a designer by AR system

When the design process is accomplished the user can export the finished 3D model of machinery system back to AR software and preview results of her/his work. The model is displayed (also in 1:1 scale) in the real environment, onto the card from the catalog. A designer can pick up the catalog and manually manipulate the model for an inspection. All the helpful information from AR system and models of machinery systems can be viewed by the user in the real environment from any perspective in a very efficient and intuitive way [3, 4, 8].

Future work will be concerned on the development of presented AR system. For that purpose the authors are going to elaborate a subsystem which can allow designing machinery systems with improved diagnosability. The subsystem should aid the user by providing him/her with indispensable information (e.g. information how to chose the optimal place for sensor) not only in order to design reliable machinery systems but also to design products with improved diagnosability.

2.2. Maintenance

The primary objective of the project done within thesis [5] was to create a knowledge base for selected devices that are capable of using AR technology to aid in systems preventive maintenance and development of the various electronics of the slot machines. Based on evolving literature, and criteria analysis it was decided that an AR system, which enhances the effectiveness of the system with the aid of sound, using a Personal Data Assistant should be assembled. It was also made apparent that revisions of the methods employed to capitalize on the full potential of AR were necessary, making the following steps vital to the deployment of the technology as it was intended: developing assumptions of the system, making requirements of the system, and introducing examples how the system can be used during a preventive maintenance of devices.

The evolution of this project resulted in a PDA-based AR system, whose function is to fulfill two distinctive tasks [5]: one being to enable the selection of the troubled device and the other being

empowering individuals with the capability of identifying specific malfunctions.

The first function is designed to enable the selection of a faulty device, via a touch-screen tool, while also displaying information concerning the proper function of the respective system. Information is transmitted as sound through headphones, and its developments will be viewable on the PDA's screen. The second function of AR system is the ability to locate the failure within the given device; the screen will display detailed inquiries with possible answers of either yes or no. Based on the answers, the user is informed about potential solutions to the problem/s at hand. The system's information will be generated through two distinct sources: employee research from previous encounters with that particular model or a paralleling model of a given piece of equipment, and the manufacturer's instructional publications.

2.3. Diagnostics

There are three stages of machinery diagnostics process where AR can be applied [7]. In the first step (preparation of the object to the test) AR system can facilitate tasks concerning connection of pieces of measuring equipment, e.g. by indicating the location of sensors or/and the right order of connecting them. In the second step (tests of the object) the AR system may show in the appropriate order the location of measurement points, warn away from some dangers (rotating elements of the machine, high temperature) or forthcoming damage of the machine. In diagnostic reasoning AR system could present some measurement results, could inform about elements of the machine or phenomena that may be reasons of any inefficiency.

It was decided to elaborate a system whose functioning is adjusted to the standard [9]. Basing on this standard are carried out the classes in the laboratory of the Department. The classes consist in measuring noise in 21 points placed on virtual half-sphere around the machine. Particular requirements concerning way of measuring and dimensions of the half-sphere (its radius, distances between the reflecting plane and other planes) are presented in the standard [9].

Noise level measurements are used for reasoning about technical state of the machine. These measurements are also performed to determine an influence of the noise generated by machine on a human organism and its operation.

A conception of a project assumed elaboration of a system, whose functioning principle was based on video see-through HMD idea of AR system, but HMD was replaced by a monitor.

The system performs two main functions [6, 7]: shows measurement points in the right order (Fig. 2) and next, using measurement results, informs about noise level in every measurement point (Fig. 3).

The elaborated system consists of an USB camera, display monitor, PC computer with software, cables and the square marker, printed on

a rigid piece of paper, used for tracking. Its structure allows estimating correctly the camera position. Matlab and ARToolKit for Matlab [8] were used as computational software. ARToolKit, basing on the view of the marker in the image of the camera, determines the camera position (by calculating the Transformation Matrix) using various methods of image processing such as thresholding, labelling, edge and corner recognition. Next ARToolKit superimposes virtual information appropriately oriented to objects in the image of the real environment and sends the augmented image to the monitor [8].

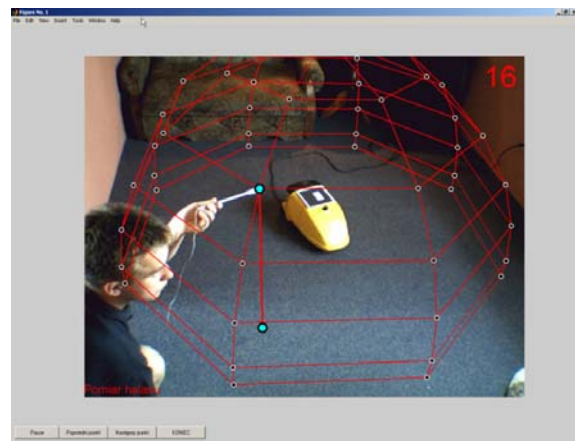


Fig. 2. Example of implementation – measuring noise level [6]

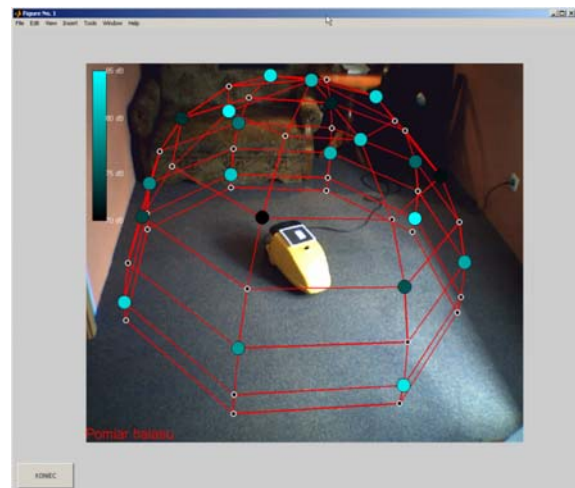


Fig. 3. Example of implementation – measuring results [6]

The system under operation presents the user the location of the current measurement point, its projection on the ground and its identifier according to fig. 2. The user has to put the microphone on a projection point, and then move it upwards to the measurement point. This task is quite difficult, because 3D model of virtual information is projected as 2D image. The user does not know if the microphone is exactly in the respective measurement point.

When the measurements have been done and the results have been collected, system presents them to the user using coloured circles. A colour shade of circles depends on measurement results. In the figure above is a screenshot of an image generated by the system and presented to the user.

3. SUMMARY

In the paper a very innovative AR technology was shortly introduced. Furthermore, three implementations of AR tightly connected with product lifecycle have been presented. All of the mentioned applications have been developed in the Department of Fundamentals of Machinery Design (Silesian University of Technology at Gliwice.).

Multitude of possible applications of AR, e.g. in maintenance, training, computer-aided design, diagnostics, and many others, proves the very large usability of this incoming technology.

The authors are going to carry out a comprehensive research on AR technology and its applications. The main interests focus on knowledge engineering in intelligent AR systems, CAD supported by AR, and applications of AR in machinery maintenance and diagnostics.

BIBLIOGRAPHY

- [1] Azuma R. T.: *A Survey of Augmented Reality*, Presence: Teleoperators and Virtual Environments, vol.6, no. 4, Aug. 1997, pp.355-385.
- [2] Billinghurst M., Kato H.: *Collaborative Augmented Reality*, Communications of the ACM, Vol. 45, No. 7, July 2002, pp. 64-70.
- [3] Januszka M.: *System wspomagania projektanta układów maszynowych, wykorzystujący techniki poszerzonej rzeczywistości*, MSc Thesis (in Polish), Silesian University of Technology at Gliwice, 2007.
- [4] Januszka M., Moczulski W.: *Machinery designing aided by augmented reality technology*, Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences (CAMES), Polish Academy of Science, Warsaw 2007, Vol. 14, No 4, p. 621-630.
- [5] Mikulski G.: *Baza wiedzy systemu wspomagania utrzymania ruchu wybranej grupy urządzeń, wykorzystującego techniki poszerzonej rzeczywistości*, MSc Thesis (in Polish), Silesian University of Technology at Gliwice, 2006.
- [6] Panfil W.: *System wspomagania wnioskowania diagnostycznego z zastosowaniem rozszerzonej rzeczywistości*, MSc Thesis (in Polish), Silesian University of Technology at Gliwice, 2005.
- [7] Panfil W., Moczulski W., Wyczółkowski R.: *Reasoning in machinery diagnostics aided by augmented reality system*, Diagnostyka, 2005, Vol. 35, s. 89-94.

- [8] Documentation of ARToolKit: <http://www.hitl.washington.edu/artoolkit/documentation> [23.06.09].
- [9] PN-EN ISO 3746 :1999, Acoustic – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Survey method using enveloping measurement surface over a reflecting plane.



Wojciech MOCZULSKI is professor in the Department of Fundamentals of Machinery Design at Silesian University of Technology at Gliwice. His researches are focused on: design and operation of the machines, computer science, particularly in machinery diagnostics and application of methods and means of Artificial Intelligence. He is author and co-author of over 130 publications. He is the holder of scholarship of Humboldt's Foundation at University in Paderborn (Germany). He managed researches at Wichita State University and University of North Carolina in Charlotte (USA) and many others. Since 2005 he has been Associated Editor of "Engineering Applications of Artificial Intelligence". He is founder and member of the Central Board of the Polish Society of Technical Diagnostics.



Marcin JANUSZKA is a PhD Student at Silesian University of Technology, Department of Fundamentals of Machinery Design at Gliwice. His research interests include augmented reality, CAD design, mobile robotics. His current research topic is application of augmented reality in designing and diagnostics of mobile robots.



Wawrzyniec PANFIL is PhD student in the Department of Fundamentals of Machinery Design at Silesian University of Technology at Gliwice. He deals with the application of Augmented Reality systems in machinery diagnostics. His interests concern also the behavioral control systems of the mobile robots.

THE ROLE OF LOCAL CLOCKS IN MACHINE DIAGNOSTICS & MONITORING

Piotr KRZYWORZEKA

AGH University of Science & Technology in Cracow
Institute of Mechanics & Vibro-acoustics
krzyworz@agh.edu.pl

Summary

The paper aims to present & compare the usefulness of local clocks when machine run becomes non-stationary due to variable working cycle. Three methods of time scale conversion called PLL, OT1 and OT2 are discussed in relation to PM demodulation of machine VA signal. Local clocks has been synchronized respectively with linear approximation of reference cycle trend, instantaneous cycle and carrier cycle. The results seems to confirm quantitatively TSC utility in practice of diagnostic oriented signal processing. Since involved real PM signal components (carrier y_c and message x) are generally unknown, tested procedures has been tested using simulated PM signals.

Keywords: diagnostics, PLD, synchronism, order analysis, PM demodulation.

ROLA ZEGARÓW LOKALNYCH W DIAGNOZOWANIU I MONITOROWANIU MASZYN

Streszczenie

Autor stawia sobie za cel wskazanie użyteczności opisu sygnału drganiowego w skalach czasu synchronizowanych pewną funkcją cyklu roboczego maszyn. Opis zmienności staje się prostszy umożliwiając stosowanie procedur właściwym sygnałom stacjonarnym, tu ważnej w diagnozowaniu demodulacji kąta. Dla synchronizacji zegarów lokalnych wykorzystano: liniowo odcinkową aproksymację cyklu chwilowego, referencyjny cykl chwilowy oraz cykl nośny – ten ostatni niestety w praktyce bezpośrednio niedostępny, stad weryfikacja eksperymentalna eksperymentem symulacyjnym. Wyniki potwierdziły skuteczność synchronizacji funkcją przybliżającą cykl nośny

Słowa kluczowe: diagnostyka, PLD, synchronizm, analiza rzędów, demodulacja.

1. THE NOTION OF LOCAL CLOCK

Time scale in which:

- variability description becomes simpler,
 - essential characteristics of informational variability are preserved,
- non-informational variability is reduced, could make diagnosing in variable operational conditions more efficient and easy at least in the case of cyclical machine. Furthermore Author refers this idea to the systems in which:
- dynamic influence of the elements (also media) is repetitive
 - realisation of the primary objective includes repetition of event sequences;
 - the motion is associated with vibroacoustic emission or other emission measurable outside the object.

Local time scales are synchronized with reference event sequences

synchronized with some characteristics $\psi(\Theta)$ of selected kinematics cycle here by:

2. – instantaneous cycle (case of OT1) [7]

Θ_T – short-term linear approximation of Θ growth in observation frame T (case of PLD) [4]

Θ_C – carrier cycle, generally unknown (case of modified OT2) [5,8]

The principle of conversion is presented on Fig. 1 (see also [2,5,8] for more details)

Realization of TSC in the case of spectral analysis and PPM demodulation was arranged according to the diagram on Fig.2

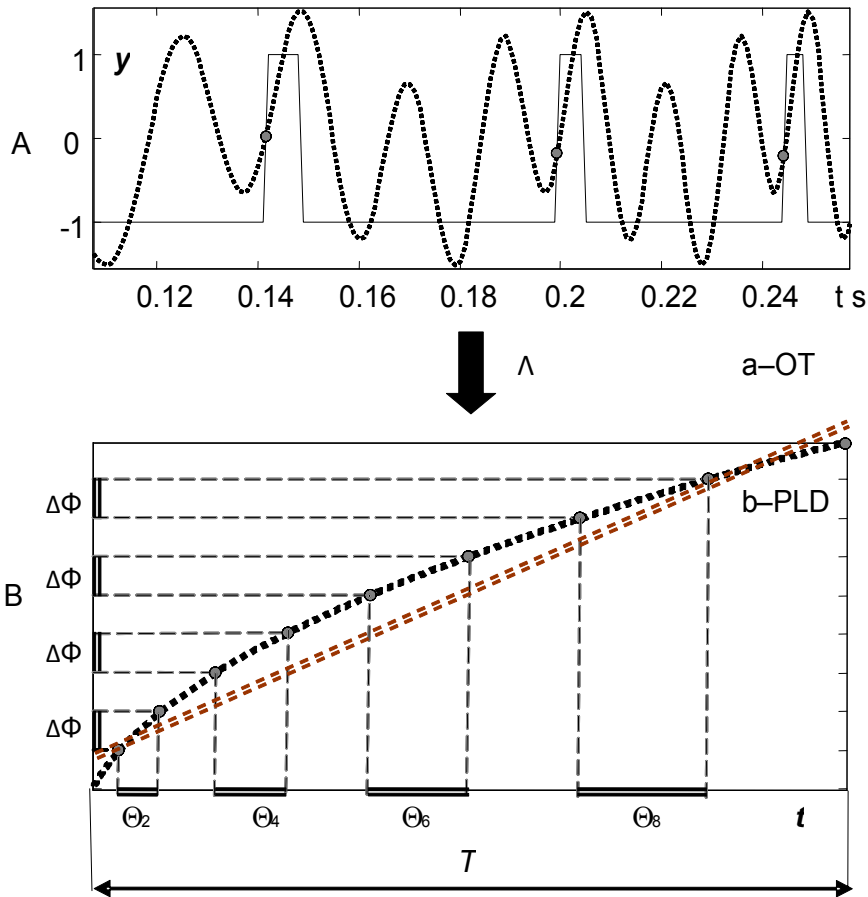


Fig. 1. Principle of time scale conversion TSC –
 A) measurement of referential markers
 B) TSC curve Λ – local time ‘ η ’ versus dynamic time ‘ t ’

Order transform OT

Impulses synchronized with Θ enable set of TSC clock markers (Fig. 1A.).

Missing OT_c translation curve since (generally unknown). As a result of TSC (see Fig 1A) using formula [4]:

$$\frac{d\eta}{dt} = \frac{1}{\Psi[\Theta(t)]} \quad 1)$$

synchronizing cycle should be equalized – That means:

in case of OT – $[\Theta_1, \dots, \Theta_k] \rightarrow [\Phi]_k$, (Fig. 1a.)

In case of OT2 – $[\Theta_{c1}, \dots, \Theta_{ck}] \rightarrow [\Phi_c]_k$

In the above (OT2 synchronization with carrier cycle) Θ_c should replace Θ on axe ‘ t ’

PLD split instantaneous $\Lambda(\Theta)$ into several line segments S with constant growth rate in each fame which leads to 1st order approximation of Θ change(Fig. 1a.) [5]:

$$\Theta_T(t) = \Theta_{ref} \left(1 + \frac{\Delta_{\Theta}}{\Theta_{ref}} t \right) \quad 2)$$

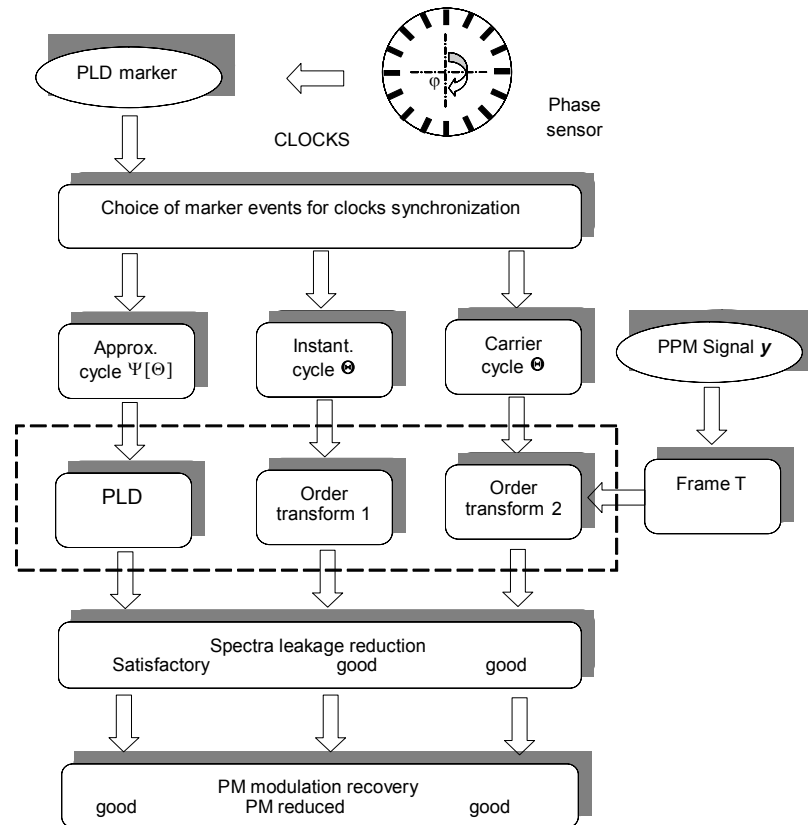


Fig. 2. Synchronization of clocks in relation with applied TSC procedure:
 a) procedure of linear decimation PLD;
 b) order transform, standard version OT1;
 c) order transform synchronized with carrier cycle OT2

2. TSC AIDED PM DEMODULATION

A number of detailed researches [1, 4, 6] indicate the occurrence of angle modulation and its pulse version PPM as early as in the first stages of damage evolution [6].

However, if the rotational speed, therefore also carrier frequency are not constant, the methods of angle demodulation, created and optimized for carrier signals of a specified form and constant frequency, turn out to be inefficient.

Could PLD/AD or OA/AD? Be helpful? The matter of TSC has to be an elimination of carrier phase Φ_c nonlinear trend. Thus TSC should be synchronized with carrier cycle Θ_c (see also [4, 5]).

3. SIMULATIONS

To verify how TSC might aid PM demodulation, asynchronous PDP aided or not, was the object of simulation experiment, whose stages are put together in fig. 2, in accordance with (1.a,b,c)

Comparison concerned RMS spectra of PM signals of both dynamic and cycle time, as well

as recovered signals spectra in the range of expected importance for diagnostics.(Fig. 5. B). Some of results are presented on Fig. 3, 4 and 5. Leakage of original PM spectra as well as efficiency of PM side-lobes recovery degree are there evident

4. CONCLUSIONS

The results seems to confirm certain conclusions issued from the model of machine signal PM modulation proposed once by author [4], Therefore:

Order transform synchronized by signals with cycle closed to instantaneous cycle reduces PM effect (see Fig 4. A.. b and Fig. 5. A.. b) [3]

Order transform recover well PM spectral side-lobes, but only when synchronized with carrier cycle Θ_c , generally unknown in the case of real machine signal PM(see Fig 4. B.b) Contrary to the above PLL (see Fig. 3 b)

- does not require the precise carrier cycle approximation;
- does not require complex calculations
- is simple in on-line implementation

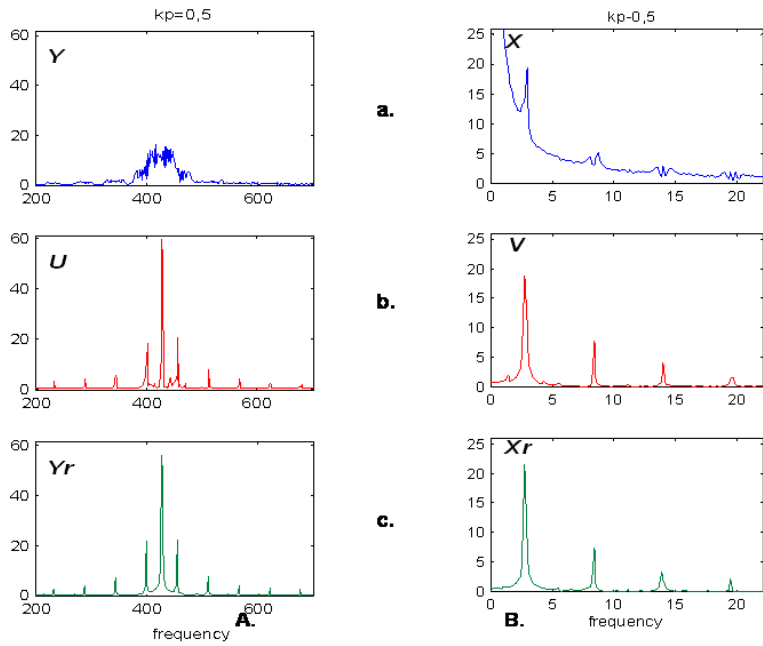


Fig. 3. PLD case, spectra of PM signal (A), and demodulation results (B).
 a) real time signal; b) after PLD transform;
 c) real time reference signal, constant carrier frequency;

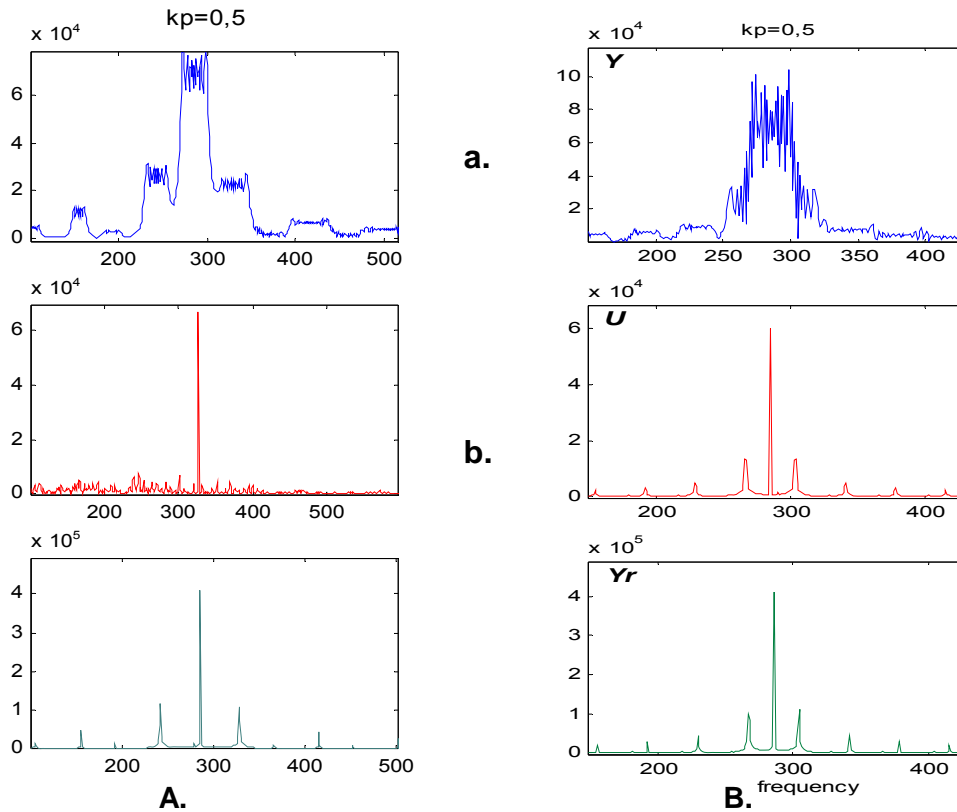


Fig. 4. PLD case, spectra of PM signal, side-lobes represent PM recovery:
 A) order transform 1, standard version;
 B) order transform 2 synchronized with carrier cycle
 a) real time signal
 b) after time scale transform
 c) real time reference signal, constant carrier frequency

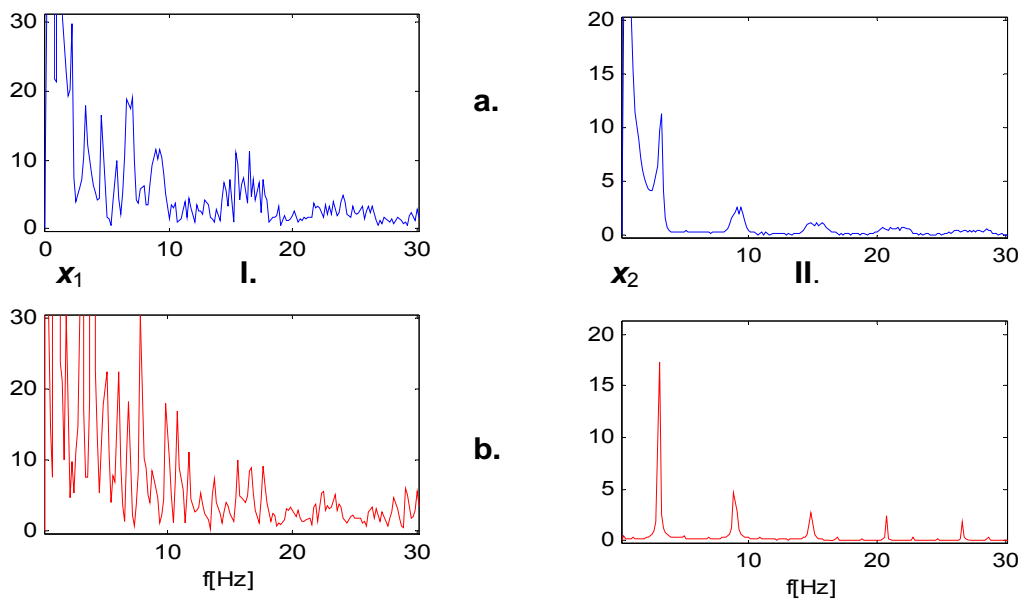


Fig. 5. Spectra of recovered message signal:
 I) order transform 1, standard version;
 II) order transform 2 synchronized with carrier cycle;
 a) real time signal;
 b) after time scale transform
 real time reference – see Fig.4.c

The best reproduced are the modulations whose cause is synchronized by carrier cycle, unfortunately unknown in real conditions.

6. MAIN SYMBOLS & ABBREVIATIONS

AP – asynchronous procedure
 CS – carrier signal
 MS – message signal
 OT – order transform
 OT/AD – OT aided demodulation
 PDP – phase demodulation procedure
 PLD – procedure of linear decimation
 PLD/AD – PLD aided demodulation
 PM – phase modulation
 TSC – time scale conversion
 VSM – vibration signal modulation
 $\psi(\Theta)$ – synchronizer of cycle time scale
 Θ_C – carrier cycle
 Θ_T – linear approx. of Θ growth
 Θ – instantaneous cycle
 x_0 – reference message signal
 x_h – recovered message signal
 y – modulated vibration signal
 y_C – carrier signal

5. REFERENCES

- [1]. Cioch W , Krzyworzeka P.: *Modulacje niezamierzone w diagnozowaniu głośnika*. Diagnostyka, vol. 28, 2003, 29 – 36
- [2]. Cioch W , Krzyworzeka P.: *PLD aide demodulation of starting vibrations In rotating machinery*. Diagnostyka, vol. 43, 2007, 105 – 110
- [3]. Korbiel T.: *Order analysis in the diagnostic of nonstationary VA process*: Diagnostyka, vol. 43, 2007, p. 99 – 104
- [4]. Krzyworzeka P.: *Demulacja drgań maszyn przy zmianach prędkości obrotowej*. Diagnostyka, vol. 31, 2004, 21 – 28.
- [5]. Krzyworzeka P.: *Wspomaganie synchroniczne w diagnozowaniu maszyn*: Kraków-Radom. BPE, Wyd. ITE . 2004
- [6]. Radkowski St.: *Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych*: W-wa, Radom, WITE, 2002
- [7]. Piotrowski A., Stankiewicz A., Balunowski J., Solbut A.: *Diagnostics symptoms forming in the rotating machine monitoring based on the order tracking analysis*. II International Congress of Technical Diagnostics, Diagnostika'2000, Poland, Warsaw 19-22 September 2000

- [8]. Korbiel T., Krzyworzeka P.: *An application of splines In synchronous analysis of nonstationary machine run.* Diagnostyka, vol. 43, 2007, 105 – 110

METODY BADAŃ AMORTYZATORÓW SAMOCHODÓW OSOBOWYCH

Janusz GARDULSKI

Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu Politechniki Śląskiej
ul. Krasińskiego 8, 40-19 Katowice, janusz.gardulski@polsl.pl

Streszczenie

Podzespołem decydującym o bezpieczeństwie jazdy samochodów jest jego zawieszenie, w którym istotne znaczenie mają elementy tłumiące, którymi najczęściej są teleskopowe amortyzatory hydrauliczne. Dlatego w procesie eksploatacji tak ważne są badania ich stanu technicznego w trakcie których nie tylko powinna być dokonywana ocena ich przydatności do dalszej eksploatacji, ale również identyfikacja typowych uszkodzeń. W artykule przedstawiono powszechnie stosowane sposoby diagnozowania amortyzatorów, wśród których wyróżnić można dwie metody badań: amortyzatorów wybudowanych z pojazdu i amortyzatorów zabudowanych w pojeździe.

Słowa kluczowe: zawieszenia samochodowe, metody badań amortyzatorów, metody wibroakustyczne badań, transport.

TESTING METHODS FOR VEHICLE SHOCK ABSORBERS

Summary

The suspension is the component decisive about safety of drive of cars, in which dumping elements have essential meaning, which the most often are telescopic hydraulic shock-absorbers. Therefore in exploitation process so important investigations of their technical condition are in track which opinion of their usefulness should be made not only to more far exploitation, but also the identification of typical damages. The common used method in practical ways of diagnosing of shock-absorber in article were introduced. There are two methods of investigations: built from and shock-absorber built-in in vehicle suspension.

Keywords: vibro-acoustic methods, testing methods, shock absorbers, transport.

1. WPROWADZENIE

Bezpieczeństwo ruchu drogowego zależy od wielu czynników, między innymi od stanu technicznego zawieszenia pojazdu. W trakcie eksploatacji następuje zużycie eksploatacyjne połączeń sworzniowych i kulistych oraz zmiana charakterystyk elementów sprężystych i tłumiących. Diagnozowanie luzów w połączeniach tłumików, drążków, łożysk jest stosunkowo proste. Informację o nich uzyskuje się poprzez badania zawieszonych na stanowisku o wymuszeniu siłowym (popularnie zwanymi szarpakami). Aby uwidocznić luzy konieczne są duże siły wymuszeń, albowiem zawieszenie obciążone jest siłami napięcia wstępnego elementów sprężystych.

Zużycie elementów sprężystych widoczne jest w badaniach elastoopiecznych zawieszonych oraz przy pomiarze statycznego ugięcia sprężyny. Dużym problemem badawczym jest szybka ocena stanu technicznego elementów tłumiących zabudowanych w pojeździe. Na tłumienie drgań, poza amortyzatorami mają wpływ opony, sprężyny, przeguby kuliste, tuleje metalowo – gumowe i stabilizatory. W większości przypadków o wartości tłumienia decydują jednak amortyzatory, które są mechanizmami o silnym tłumieniu

i niesymetrycznej charakterystyce. W samochodach poza tłumieniem drgań muszą one zapewniać dobrą przyczepność opony do podłoża przy różnych rodzajach nawierzchni i różnych prędkościach jazdy oraz podczas hamowania.

Efekty niesprawności amortyzatorów to:

- duże amplitudy przyspieszeń drgań nadwozia,
- przechyły poprzeczne i podłużne pojazdu decydujące o komforcie jazdy i stabilności,
- wydłużenie drogi hamowania,
- nadmierne siły dynamiczne powodują szybsze zużycie elementów pojazdów oraz niszczenie nawierzchni drogi.

Zawieszenia współczesnych samochodów są złożonymi układami mechanicznymi. Występujące w nich elementy tłumiące jak i sprężyste mają nieliniowe charakterystyki ulegające zmianom eksploatacyjnym. Utrudnia to wnioskowanie diagnostyczne i rozróżnialność poszczególnych uszkodzeń.

Samochód posiada wiele częstotliwości rezonansowych, wśród których wyróżnić należy rezonans mas resorowanych (1-3Hz) i nieresorowanych (8-18Hz). O komforcie jazdy decyduje pierwsze pasmo, a o bezpieczeństwie jazdy drugie pasmo częstotliwości.

Z pośród metod badawczych amortyzatorów należy wyróżnić:

- a) badania stanowiskowe,
- b) badanie bezstanowiskowe.

Badania stanowiskowe możemy z kolei podzielić na:

- badanie amortyzatorów zabudowanych w pojeździe,
- badanie amortyzatorów niezabudowanych w pojeździe.

2. BADANIA AMORTYZATORÓW ZABUDOWANYCH W POJEŹDZIE

Metody badawcze amortyzatorów zabudowanych w samochodzie można podzielić na metody [2]

- 1) drgań wymuszonych,
- 2) drgań swobodnych,
- 3) płyt najazdowych.

Trzecia metoda ze względu na małą dokładność nie jest praktycznie stosowana.

Grupa metod drgań wymuszonych sprowadza się do testerów wibracyjnych:

- o zmiennej amplitudzie drgań,
- o stałej amplitudzie drgań.

Istotą obu metod jest wymuszanie drgań pionowych badanego koła jezdnego powyżej częstotliwości rezonansowej. W trakcie badań koło spoczywa na płycie włączonego wzbudnika drgań. Po przekroczeniu częstotliwości rezonansowej następuje wyłączenie siły wymuszającej. Na skutek tłumienia drgań przez amortyzator, elementy zawieszenia i opony – następuje obniżanie częstotliwości drgań. Wskaźnikiem stanu technicznego amortyzatora jest amplituda występująca przy częstotliwości rezonansowej zawieszenia. Efektywność tłumienia można określić na podstawie analizy drgań:

- w funkcji nacisku koła na podłoże (metoda EUSAMA),
- w funkcji czasu (metoda Boge).

3. METODA EUSAMA

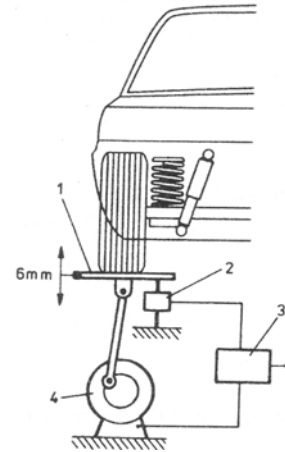
Europejskie Stowarzyszenie Producentów Amortyzatorów (EUSAMA) opracowało metodę oceny efektywności tłumienia [1, 2, 7]. Zasada pomiaru polega na procentowym określeniu siły przylegania koła do podłoża. Ocena skuteczności tłumienia amortyzatora określa wskaźnik Eusama opisany zależnością:

$$WE = \frac{W_{\min}}{W_{st}} \cdot 100\% \quad (1)$$

gdzie:

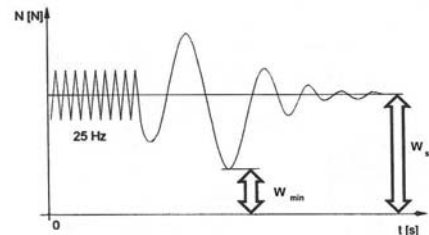
W_{\min} – zmierzona minimalna siła dynamiczna przylegania opony do podłoża,

W_{st} – statyczna siła przylegania opony do podłoża (spoczynkowa).



Rys. 1. Schemat ideowy stanowiska badawczego badań amortyzatorów wg metody EUSAMA: 1) płyta najazdowa, 2) tensometryczny układ pomiarowy, 3) układ analizujący, 4) silnik elektryczny

W trakcie badania koło samochodu spoczywa na nieruchomej płycie urządzenia wymuszającego. Dokonywany jest wówczas pomiar statyczny (W_{st}). Dla takiego przypadku wartość współczynnika WE wynosi 100%. Następnie uruchamiany jest układ wymuszający. Płyta osiąga drgania o amplitudzie 4-8 mm z częstotliwością około 25 Hz. Po wyłączeniu układu napędowego przy częstotliwości ok. 16 Hz następuje pomiar minimalnej siły nacisku dynamicznego W_{\min} koła jezdnego na płytę. Jeżeli podczas badania przy tej częstotliwości koło oderwie się od płyty, to wartość WE wynosi 0%. Ta filozofia pomiaru jest przejrzysta i logiczna. W wyżej wymienionej metodzie nie jest potrzebna baza danych.



Rys. 2. Graficzna interpretacja współczynnika EUSAMA

Wadą opisywanej metody badań jest wrażliwość na sztywność opony i obciążenie statyczne. Sztywność opony zależy między innymi od ciśnienia w ogumieniu. Niskie ciśnienie podwyższa, a wysokie obniża wartość współczynnika EUSAMA. Odwrotnie - duże obciążenie statyczne podwyższa, a niskie obniża wartość tego współczynnika.

Przyjęte kryterium oceny jest następujące:

- a) $WE = 0-20\%$ - zły stan techniczny amortyzatorów (niedostateczna wartość tłumienia),

- b) WE = 21-40% -dopuszczalna wartość tłumienia – amortyzator wymaga sprawdzenia po wybudowaniu na stanowisku indykatorowym,
 c) WE = 41-60% - dobra wartość tłumienia,
 d) WE > 60% - bardzo dobra wartość tłumienia.

Różnice wartości EUSAMA pomiędzy stronami pojazdu wynoszące 20-30% świadczą o niesprawności amortyzatora. Wątpliwości budzą testy skuteczności tłumienia drgań zawieszenia osi tylnej lekkich samochodów z przednim napędem. Rozwiązanie tego problemu proponuje firma Hoffman dzieląc samochody na cztery grupy w zależności od masy.

- 1) Grupa I - Pojazdy klasy wyższej o masie powyżej 1400 kg otrzymując następujące kryteria oceny

Dopuszczalna różnica przyczepności $D_{RP} = 25\%$.

- 2) Grupa II - Pojazdy o klasie średniej o masie 900-1399 kg, $D_{RP} = 25\%$.

- 3) Grupa III – Pojazdy kompaktowe o masie własnej mniejszej od 899 kg $D_{RP} = 20\%$.

Uzyskane w wyniku badań metodą EUSAMA wskaźniki mają charakter orientacyjny. Wprowadzając banki danych można uzyskać informacje o wartościach odniesienia (np. z badania nowych pojazdów) względnie obserwować trend zmian w trakcie eksploatacji. Przyjęcie w metodzie stałej (16 Hz) częstotliwości rezonansowej ogranicza możliwości metody. Poszczególne koła mogą mieć takie same wartości WE np. 60% ale osiągnięte przy różnej częstotliwości rezonansowej poszczególnych kół. Takie różnice mają wpływ na bezpieczeństwo jazdy. Było to powodem opracowania zmodyfikowanej metody badań.

4. METODA BADAŃ AMORTYZATORÓW NA STANOWISKU PŁYTOWYM O ZMIENNEJ CZĘSTOTLIWOŚCI DRGAŃ WYMUSZAJĄCYCH

Metoda badań amortyzatorów w oparciu o zmienną częstotliwość rezonansową występuje pod nazwą EUSAMA plus. W tym systemie badań występują dwa etapy pomiarowe:

- faza wstępna
- pomiar współczynnika tłumienia

Faza wstępna, to rozgrzewanie płynu amortyzatorowego celem uzyskania właściwej jego lepkości. Proces ten trwa około 10 sek. przy wymuszeniu o niskiej częstotliwości drgań. W tym czasie dokonywany jest pomiar ciśnienia w ogumieniu. Analizowany jest kontakt płyty z oponą. Jeżeli odchyłka ciśnienia powietrza przekracza 0,05 MPa ciśnienia nominalnego, to następuje przerwanie procesu pomiarowego, sygnalizowanego odpowiednim komunikatem.

Po rozgrzaniu – rozpoczyna się proces pomiarowy ze zmieniającą się co 1 Hz w sposób malejący częstotliwością drgań płyty od 30 Hz do 8 Hz. Częstotliwość określana jest przez przetworniki optoelektroniczne. Na czas pomiaru przetworniki stabilizują każdą częstotliwość drgań.

Szczegółowo analizowany jest przedział 13 do 18 Hz (rezonans masy nieresorowanej). Dla każdego zakresu częstotliwości zmierzone są siły nacisku na płyty podczas ściskania i rozciągania amortyzatorów. Umożliwia to określenie dla każdego typu pojazdu stosunku mas:

$$c = \frac{m_r}{m_n} \quad (2)$$

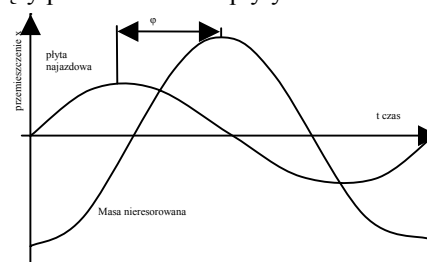
gdzie: m_r – masa resorowana
 m_n – masa nieresorowana

W dalszej kolejności następuje wykreślenie zależności współczynnika tłumienia w funkcji stosunku mas resorowanej do nieresorowanej, opisującej stan zawieszenia zarówno podczas ściskania, jak i rozciągania amortyzatora (niezależnie od typu pojazdu). Na podstawie uzyskanego wykresu można ocenić, czy wartość współczynnika tłumienia znajduje się w strefie:

- zielonej (powyżej 80%) - stan amortyzatora dobry,
- żółtej (50-80%) – dostateczny,
- czerwonej (poniżej 50%) – niedostateczny.

Powyższy system badań amortyzatorów zastosowany jest w urządzeniu Micro- SAT 6600 firmy Beissbarth. Precyzyjnie zmieniana częstotliwość drgań płyty stanowiska i uwzględnienie stałej sprężystości ogumienia (ciśnienia powietrza w oponie) świadczy o nowoczesności tej metody oceny stanu zawieszenia (amortyzatorów). Wprowadzenie fazy rozgrzewania amortyzatorów wpływa korzystnie na dokładność pomiarów.

Firma Hunter Engineering Company wprowadziła do metody Eusama dodatkową wartość mierzalną – kąt przesunięcia fazowego pomiędzy sinusoidalnymi sygnałami przemieszczenia płyty i siły nacisku koła na płytę (rys.3) Nie wymagało to zmiany konstrukcji urządzenia, jedynie rozbudowano jedynie tor pomiarowy o układ mierzący przemieszczenia płyty.



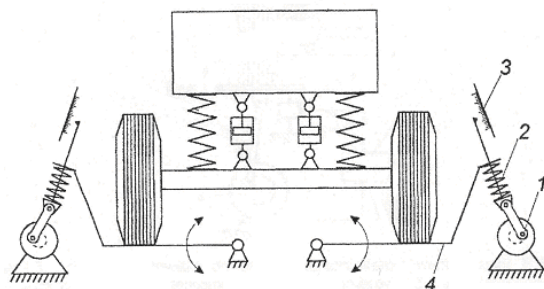
Rys. 3. Przesunięcie fazowe płyty i masy nieresorowanych

Przemieszczenie masy nieresorowanej jest proporcjonalne do chwilowej siły nacisku wywieranego na płytę najazdową. Dlatego osiąga maksimum, gdy kąt fazowy jest równy 0. Amplituda przemieszczenia masy nieresorowanej zmniejsza się wraz ze wzrostem kąta fazowego nawet, jeśli mierzona wartość nacisku pozostaje niezmienną. W zakresie pasma częstotliwości rezonansowej masy

resorowanej, gdy brak jest tłumienia w zawieszeniu, wartość kąta fazowego wynosi 180° pomiędzy maksymalną amplitudą przemieszczeń masy nieresorowanej i resorowanej. Zwiększając tłumienie maleje amplituda przemieszczenia i kąt fazowy. W paśmie rezonansowym masy nieresorowanej przy braku tłumienia w układzie zawieszenia kąt fazowy ma wartość 0° , a przemieszczenie jest maksymalne. Nacisk pomiędzy masą nieresorowaną (kołem jezdny), a płytą pomiarową jest najmniejszy. Zwiększając tłumienie w układzie zawieszenia redukuje się wartość przemieszczenia koła oraz wzrasta wartość kąta fazowego. Wartość kąta przemieszczenia fazowego jest wielkością charakteryzującą wielkość tłumienia. Kiedy zawieszenie samochodu ma odpowiednią wartość tłumienia (zamontowany jest odpowiedni amortyzator) to minimalny kąt przesunięcia fazowego pomiędzy częstotliwościami rezonansowymi masy resorowanej i nieresorowanej osiągnie wartość powyżej 90° .

5. METODA BOGE DRGAŃ WYMUSZONYCH W FUNKCJI CZASU

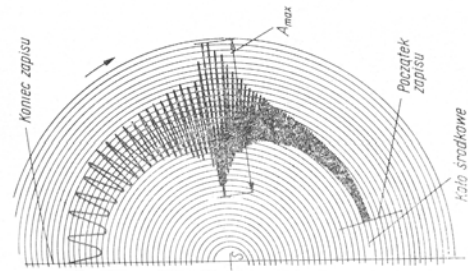
Metoda stosowana przez firmę Boga polega na zastosowaniu do pobudzania drgań stanowiska płytowego, którego ruch wymuszony jest przez układ korbkowy [2, 7].



Rys. 4. Schemat urządzenia firmy Boga

- 1 - silnik elektryczny
- 2 - sprężyna
- 3 - urządzenie rejestrujące
- 4 - płyta najazdowa

Przebieg badania amortyzatorów jest następujący. Samochód najjeżdża kołami jezdnyimi osi na płyty stanowiska, które zostają pobudzone do drgań. Badania prowadzone są dla każdego koła oddzielnie. Po wyłączeniu siły wymuszającej następuje przejście przez częstotliwość rezonansową zawieszenia i układu wymuszającego. Przebieg drgań jednego koła rejestrowany jest na połowie okrągłej tarczy. Przykładowy wykres przedstawia rys. 5.



Rys. 5. Przykładowy wynik badań amortyzatora na urządzeniu Boga

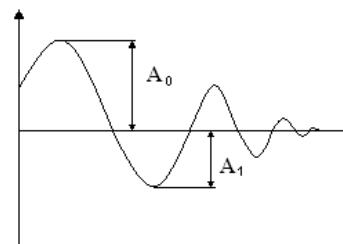
Miarą jakości amortyzatora jest podwójna amplituda drgań rezonansowych (A_{max}). Wartość tej amplitudy porównuje się z amplitudą wzorcową amortyzatorów dla danych typów pojazdów. Zastosowanie metody pomiaru dekrementu tłumienia jest słuszne dla układów liniowych. Ze względu na nieliniowość elementów elastosprężystych występujących w obecnych zawieszeniach samochodów osobowych – uzyskane wyniki można traktować jako orientacyjne.

6. BADANIA AMORTYZATORÓW METODĄ DRGAŃ SWOBODNYCH

Istota metody polega na analizie ruchu podwozia samochodu osobowego po impulsowym pobudzeniu go do drgań [2]. Istnieje wiele metod wymuszenia a mianowicie:

- zrzut,
- spadek z równi pochyłej,
- rozprężenie ściśniętego nadwozia.

Z pośród powyższych metod najszersze zastosowanie znalazła metoda pierwsza. Badania stanu technicznego amortyzatora zabudowanego w pojeździe przedstawia się następująco. Samochód najjeżdża badanym kołem na ruchomy wspornik stanowiska połączony układem dźwigniowym z mechanizmem podnoszenia (mechanicznym lub pneumatycznym). Odblokowanie wyżej wymienionego mechanizmu przez układ sterujący powoduje opadanie wspornika wraz z samochodem. Opadające koło uderza o płytę oporową pobudzając do drgań masę nieresorowaną i resorowaną. Zapis amplitudy przemieszczeń drgań w funkcji czasu rejestrowany jest w formie wykresnej.



Rys. 6. Wynik rejestracji badania metodą „zrzutu” samochodu

Z powyższego wykresu wyznaczono średnie tłumienie drgań „k” będące stosunkiem drugiej do pierwszej zaobserwowanej amplitudy drgań.

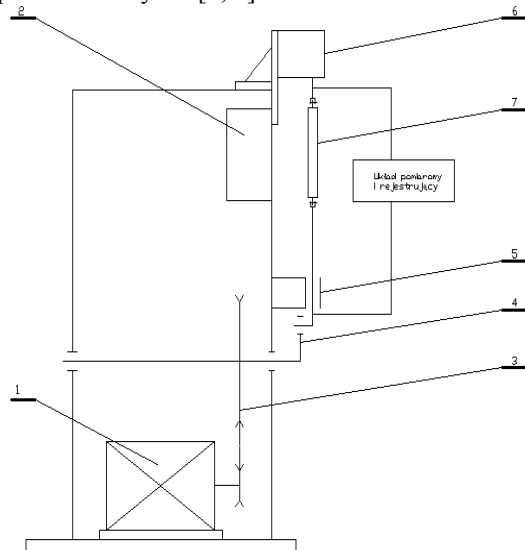
$$k = \frac{A_1}{A_0} \quad (3)$$

Wartości amplitud początkowych powinny być sobie równe. Nie powinny się one różnić o więcej niż 7%.

Badanie amortyzatorów metodą drgań swobodnych umożliwia wykrycie uszkodzeń amortyzatora, które w znaczący sposób wpływają na wartość amplitudy drgań tj. zbyt niski stopień napełnienia amortyzatora, uszkodzenia sprężyny zaworu zwrotnego, zużycie talerzyka zaworu przelewowego i zaworu dławiącego. Natomiast uszkodzona sprężyna oraz zacieranie się zaworu przelewowego zaworu odciążającego nieznacznie zmieniają charakterystyki amortyzatorów, a zatem są trudno rozpoznawalne w tej metodzie. Założeniem metody jest, że układ jest liniowy.

7. METODA BADANIA AMORTYZATORÓW NA STANOWISKU INDIKATOROWYM

Schemat kinematyczny stanowiska do badań amortyzatorów nie zabudowanych w pojazdach przedstawia rys. 7 [5, 6].



Rys. 7. Stanowisko indykatorowe, schemat kinematyczny: 1- silnik elektryczny, 2- przemiennik częstotliwości, 3- przekładnia pasowa, 4- układ korbowy, 5- prowadnice suwakowe, 6- czujnik siły, 7- badany amortyzator

Stanowisko napędzane jest dwubiegowym silnikiem elektrycznym prądu przemiennego współpracującym z przemiennikiem częstotliwości (falownikiem). Napęd przenoszony jest na mimośrodowy układ korbowy o zmiennej długości ramienia, do którego mocowany jest dolny uchwyt amortyzatora. Przeniesienie ruchu końca amortyzatora z układu korbowego odbywa się za pomocą mechanizmu suwakowego. Górny koniec

połączony jest z obudową stanowiska poprzez przetwornik siły.

Stanowisko wyposażone jest w podwójny układ pomiarowy – mechaniczny i elektroniczny, umożliwiający rejestrację wykresów indykatorowych siły tłumienia amortyzatorów w funkcji skoku tłoka przy ugięciu i odbiciu. Zastosowany w stanowisku układ wymuszający jest typowym układem korbowym (mimośrodowym), w którym przebieg zmian przemieszczenia ramienia korby w funkcji kąta obrotu wału opisuje zależność która po zróżniczkowaniu wynosi:

$$\dot{z} = r \cdot \omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (4)$$

gdzie $\lambda = \frac{r}{l}$ stosunek promienia wykorbienia do

długości korbowodu

ω - prędkość kątowna wykorbienia

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ rad/s} \quad (5)$$

n - prędkość obrotowa wału

Badania przeprowadzone przy różnych prędkościach obrotowych wału korbowego umożliwiają wyznaczenie charakterystyki prędkościowej amortyzatora – siły tłumienia w funkcji prędkości ruchu tłoczyska.

Powszechnie stosowanym parametrem diagnostycznym w badaniach indykatorowych amortyzatorów jest maksymalna amplituda siły tłumienia. Ocena ich stanu technicznego polega na porównaniu w/w amplitudy z wzorcem siły tłumienia amortyzatora nowego. Taka forma oceny jest zawodna, albowiem wzorec ustalany zostaje na drodze uśrednienia wielu wyników badań amortyzatorów nowych, które posiadają duży rozrzut w/w siły. Porównanie pojedynczego, diagnozowanego amortyzatora obciążonego więc jest stosunkowo dużym błędem. Poza tym amplitudowy wskaźnik oceny nie niesie informacji diagnostycznej o rodzaju niesprawności.

Do diagnozowania amortyzatorów zaproponowano nowy parametr diagnostyczny – moc tłumienia amortyzatora. Uzyskuje się go poprzez całkowanie uzyskanych w badaniach wykresów indykatorowych. Przydatność tej metody potwierdziły badania doświadczalne przeprowadzone na amortyzatorach nowych i z zaprogramowanymi usterkami.

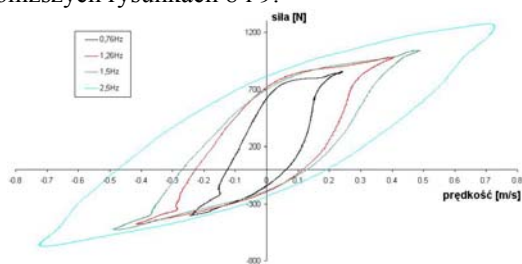
W badaniach wykorzystano amortyzatory stosowane w samochodach Fiat Seicento 900 i Skoda Fabia 1.4. W tych pojazdach stosowane są amortyzatory nierozbieralne. Dla potrzeb badań przeprowadzono przeróbkę fabrycznych amortyzatorów na amortyzatory rozbieralne.

Badane ustabilizowane temperaturowo przeprowadzono w warunkach laboratoryjnych. Rejestrowano w postaci wykresów zamkniętych zmianę siły tłumienia w funkcji skoku tłoka. Pomiary siły przeprowadzić można w dwojako: przy stałym skoku tłoka i zmiennej prędkości ruchu tłoka

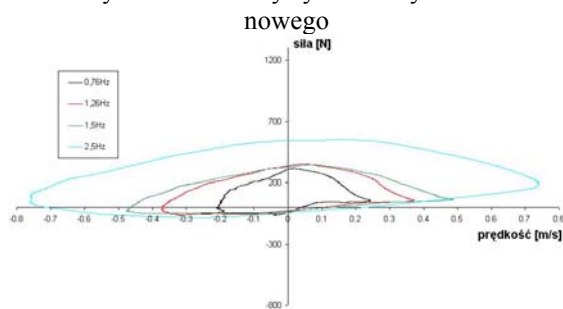
względnie stałej prędkości i przy zmiennym skoku. Wykresy prędkościowe zmian siły w funkcji prędkości ruchu tłoka uzyskano przez różniczkowanie przemieszczeń. Moc tłumienia określano z jednego cyklu pracy amortyzatorów poprzez scałkowanie wykresu indykatorowego. Ze względu na asymetrię charakterystyki osobno należy analizować moc tłumienia przy rozciąganiu i przy ściskaniu [6]. Dla potrzeb diagnostycznych przeprowadzono zaprogramowane następujące uszkodzenia:

- ubytek płynu związany z rozszczelnieniem amortyzatora,
- starzenie się płynu amortyzatorowego,
- uszkodzenia zaworów ruchu ściskania i rozciągania,
- uszkodzenia uszczelnienia tłoka amortyzatora.

Przykładowe charakterystyki amortyzatorów z ewoluującym ubytkiem płynu przedstawiono na poniższych rysunkach 8 i 9.



Rys. 8. Charakterystyka amortyzatora



Rys. 9. Charakterystyka amortyzatora z 75 % ubytkiem płynu

Przeprowadzone wyniki analiz mocy tłumienia przy różnych częstotliwościach wymuszenia dawały dobrą identyfikację ubytku płynu w amortyzatorach. Zaproponowany parametr diagnostyczny może być zastosowany w diagnostyce amortyzatorów samochodowych. Moc tłumienia powinna zawierać się w pewnych określonych granicach. Ustalenie ich jest możliwe po przebadaniu dużej grupy amortyzatorów jednego typu pochodzących od tego samego producenta. Wymieniony przedział powinien wynikać z opracowań statystycznych w/w badań.

8. METODY ANALIZY DRGAŃ JAKO MIARY STANU TECHNICZNEGO ELEMENTÓW ZAWIESZEŃ

Stanowiskowe metody badań dają wyniki, które można traktować jako przybliżone. Oparta na nich

czterostopniowa ocena stanu technicznego amortyzatora jest praktycznie dwustanowa (sprawny – niesprawny). Pozbawiona jest cech identyfikacji uszkodzeń.

Wspólną cechą wszystkich wyżej wymienionych w poprzednich punktach metod jest pobudzenie do drgań mas resorowanych i nieresorowanych. Mamy więc do czynienia z układem mechanicznym generującym sygnał wibroakustyczny który po przetworzeniu jest niestacjonarnym procesem losowym]. Proces ten należy poddać analizie matematycznej. W diagnostyce powinny zostać wybrane takie metody analiz, które zawierają najwięcej informacji umożliwiających zarówno ocenę zużycia eksploatacyjnego amortyzatorów jak i diagnostykę uszkodzeń. Takie podejście do tematu podyktowane jest następującymi cechami metod badań wibroakustycznych:

- a) procesy wibroakustyczne są nośnikiem informacji o dużej pojemności i szybkości przekazywania zmian zachodzących w badanym obiekcie,
- b) umożliwiają przeprowadzenie pomiarów na rzeczywistym obiekcie w trakcie jego pracy.

W analizie procesów niestacjonarnych istotne znaczenie mają procesy losowe, w których interesujące zjawiska losowe mogą być funkcjami częstotliwości i czasu. Metody analizy podano poniżej.

8.1. Krótkoczasowa transformata Fouriera

Skuteczną, stosowaną powszechnie do dziś metodę analizy sygnałów w dziedzinie czasowo-częstotliwościowej zaproponował Gabor. Polega ona na prowadzeniu analizy częstotliwościowej kolejnych fragmentów analizowanego sygnału wyciętych z całości przez tzw. funkcję okna [2]. Podczas analizy okno jest przesuwane w dziedzinie czasu o interwał równy szerokości okna. Analiza częstotliwościowa jest dla kolejnych odcinków niezależnie, co umożliwia powiązanie poszczególnych składowych okresowych widma z czasem i określenie momentów ich występowania. Gabor zaproponował funkcję okna w postaci gausoidy:

$$g(t) = e^{-\frac{1}{2}t^2} \quad (6)$$

oraz sformułował zasadę konstruowania rodziny funkcji analizujących powstałych z funkcji okna przez wprowadzenie przesunięć w dziedzinie czasu b i w dziedzinie częstotliwości ω :

$$w_{\omega,b}(t) = g(t-b)e^{-i\omega t} \quad (7)$$

Wynikiem analizy czasowo- częstotliwościowej sygnału $f(t)$ są współczynniki w postaci:

$$S(\omega, b) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot w_{\omega,b}(t) dt = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot g(t-b) e^{-i\omega t} dt \quad (8)$$

Z powyższych zależności wynika następujący nadający się do praktycznego zastosowania wzór opisujący funkcję analizującą:

$$W_{\omega,b} = e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{t-b}{d}\right)^2} \cdot e^{-i\omega t} \quad (9)$$

gdzie:

b – przesunięcie okna

ω – częstotliwości analizujące

d – szerokość okna

W powyższym wzorze występują trzy współczynniki, z których jeden b odpowiada za przesunięcie okna (parametr czasowy) drugi ω za wartość częstotliwości analizującej wypełniającej okno (parametr częstotliwościowy) trzeci d niezmienny w całej rodzinie funkcji analizujących (parametr wyznaczający szerokość okna)

Metoda zaproponowana przez Gabora zwana także krótkoczasową transformacją Fouriera (Short Time Fourier Transform – STFT) lub okienkowym przekształceniem Fouriera opiera się na stałej raz dobranej szerokości okna analizy, które ogranicza jednocześnie precyzję w dziedzinie czasu i zakres częstotliwości analizy.

Optymalnie prowadzona analiza o dokładności ograniczonej jedynie zasadą nieoznaczoności Heisenberga ma miejsce w dolnym zakresie częstotliwości tj. w przypadku funkcji analizujących $W_{\omega,b}$ których okres $1/\omega$ jest równy szerokości d okna gaussoidy. Wszystkie wyższe częstotliwości analizowanego sygnału są wykrywane z tą samą dokładnością, lecz znacznie mniejszą od możliwej do uzyskania wynikającej z zasady nieoznaczoności.

8.2 Transformata falkowa

Inną metodę analizy czasowo-częstotliwościowej zaproponowali Morlet i Grossman (1984 r.). Podobnie jak w analizie STFT sformułowano funkcję podstawową, reguły konstrukcji na jej podstawie rodziny funkcji analizujących oraz wzór opisujący wynik analizy w dziedzinie t - f (czasowo-częstotliwościowej) w postaci funkcji dwu zmiennych (t i f) [2, 5].

Morlet zaproponował nieokresową funkcję podstawową:

$$\psi(t) = e^{-\frac{t^2}{2}} \cdot \cos(5t) \quad (10)$$

i nazwał ją falką-matką (fr. ondelette-mere) ponieważ służy ona do konstrukcji rodziny falek analizujących [30,37,53] $\Psi_{a,b}$:

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \cdot \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (11)$$

$a > 0$ jest tzw. współczynnik zwężania-rozszerzania odpowiada za częstotliwości i czasowy zakres analizy

Po wprowadzeniu dodatkowego parametru skali a do okna lokalizacyjnego w transformacji Gabora powstała transformata falkowa (Wavelet transform WT).

Funkcja analizująca $\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)$ nazywana falką główną

posiada współczynnik a który powoduje zmianę czasu trwania falki oraz współczynnik

b który zmienia położenie falki na osi czasu. Równanie reprezentuje filtrację pasmowo-przepustową sygnałów za pomocą filtrów o różnych pasmach przepuszczania. Transformata falkowa (WT) jest funkcją dwuwymiarową w której a – jest parametrem skali (częstotliwości) zaś b – jest parametrem translacji (przesunięcia w czasie) $a, b \in R, a \neq 0$.

Współczynniki reprezentujące realizowany sygnał w dziedzinie t - f opisuje zależność:

$$WT(a,b) = (x(t) * \psi_{a,b}) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot \psi_{a,b}(t) dt = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (12)$$

Zależność ta podobnie jak podana przez Gabora zależność (3) jest równoważna spłotowi sygnału analizowanego $x(t)$ z falką analizującą $\psi_{a,b}(t)$ lub w przypadku analizy Gabora (STFT) z funkcją analizującą $w_{\omega,b}(t)$.

W porównaniu do stosowanych w STFT funkcji okna mających zawsze mniej lub bardziej przybliżoną funkcję gaussoidy, funkcja $\psi(t)$ posiada odmienne cechy. Jest ona parzystą funkcją lokalnie oscylującą a poza spójnym przedziałem oscylacji przyjmuje wartości zerowe. Przebieg funkcji $\psi(t)$ jest podobny do zafalowania, lokalne oscylacje szybko gasną wraz z odległością od centrum – stąd nazwa: falka (ang. Wavelet, fr. ondelette).

W analizie falkowej inna jest w porównaniu z STFT reguła konstruowania rodziny funkcji analizujących. W analizie STFT (Gabora) szerokość okna jest stała co powoduje wzrost oscylacji w oknie wraz ze wzrostem częstotliwości. W analizie falkowej ilość oscylacji falki jest stała a zmianie częstotliwości towarzyszy proporcjonalna zmiana czasowego zasięgu falki.

Analiza niestacjonarnych własności spektralnych sygnału wymaga posługiwania się oknami, które automatycznie zwężają się przy analizie wysokich częstotliwości i ulegają automatycznemu rozszerzeniu przy analizie niskich częstotliwości.

8.3. Transformata Wignera-Ville'a (Wigner-Ville Distribution, WVD)

Widmo wzajemne Wignera-Ville'a dwóch sygnałów $x(t)$ i $y(t)$ definiowane jest następująco [2, 3, 8]:

$$WVD_{xy}(t, f) = \int x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) y^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (13)$$

jeżeli $x(t) = y(t)$ powyższe przekształcenie można zapisać w postaci:

$$WVD_{xx}(t, \Theta) = \int x\left(t - \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t + \frac{\tau}{2}\right) e^{-j2\pi\theta\tau} d\tau \quad (14)$$

gdzie: $WVD_{xx}(t, \theta)$ – pseudo przekształcenie Wignera-Ville'a

$x^*(t)$ – sygnał zespolony sprzężony z $x(t)$;

τ – przesunięcie w dziedzinie czasu;

θ – przesunięcie w dziedzinie częstotliwości

Transformata ta pozwala przekształcić sygnał zapisany w postaci przebiegu czasowego na widmo

czasowo-częstotliwościowe. Program Matlab posiada zaimplementowaną dyskretną wersję tego przekształcenia, która umożliwia obróbkę sygnału zdyskretyzowanego. Ponieważ algorytm realizujący tą transformację wykorzystuje dwukrotne przekształcenie Fouriera warunkiem uniknięcia zjawiska aliasingu jest próbkowanie sygnału ciągłego z co najmniej dwukrotnie większą częstotliwością od kryterium Nyquista.

W celu redukcji efektów związanych z przeciekaniem widma, które utrudniają interpretację uzyskanych wyników, wykonuje się operację filtracji WVD przy pomocy funkcji wagowych. W badaniach wykorzystano funkcję wagową Choi-Williams'a w postaci:

$$\phi(\theta, \tau) = \exp(-\theta^2 \tau^2 / \sigma^2) \quad (15)$$

σ – parametr proporcjonalny do amplitudy przecieku widma.

Wykorzystane przekształcenie można zapisać w sposób następujący:

$$WVD(t, \Theta) = \int x(t - \frac{\tau}{2}) x^*(t + \frac{\tau}{2}) e^{-j2\pi\Theta\tau} e^{-\left(\frac{\Theta\tau}{\sigma}\right)^2} d\tau \quad (16)$$

Istotnym problemem związanym z w/w analizami jest forma przedstawienia wyników badań. Istnieje wiele sposobów, wśród których ma szczególną uwagę zasługują:

- wykresy warstwiczne;
- wykresy profilowe.

Wykresy warstwiczne są wykresami płaskimi w układzie współrzędnych czas-częstotliwość, na które nanoszone są linie gęstości mocy.

Wykresy profilowe są rysunkami pseudoprzestrzennymi. Z jednej strony ułatwiają one obserwację rozkładu gęstości widmowej mocy w funkcji czasu i częstotliwości. Jednakże „plasterkowy” system wizualizacji może spowodować opuszczenie istotnych wyników, a ponadto na wykresach część wyników zostaje ukryta przez poprzedzające je profile. Rozwiązaniem tego problemu jest wykonanie wykresów zmian mocy w funkcji czasu dla każdej częstotliwości oddzielnie.

Struktura widmowa sygnałów niestacjonarnych może być określona za pomocą podwójnej transformaty Fouriera niestacjonarnych funkcji korelacji określonych za pomocą wartości oczekiwanych (średnich w zbiorze).

PODSUMOWANIE

Stosowane w stacjach kontroli pojazdów tradycyjne metody badań hydraulicznych amortyzatorów teleskopowych zabudowanych w samochodach osobowych mają charakter przybliżony – nie identyfikują rodzaju uszkodzenia. Wady tej nie posiadają metody analizy wibroakustycznej sygnałów drganiowych mas nieresorowanych i resorowanych pojazdu opartych na wielowymiarowych analizach sygnałów. Metody te mogą być zastosowane w SKP przy

wykorzystaniu wzbudników drgań będących na wyposażeniu stacji.

LITERATURA

- [1] Bocheński C., Lozia Z., Mikołajczuk J.: *Próba obiektywnej oceny metody badań amortyzatorów zamontowanych w pojeździe zalecanej przez zrzeszenie EUSAMA*. X Konferencja Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów, Bydgoszcz-Borówno 1999
- [2] Gardulski J.: *Bezstanowiskowa metoda oceny stanu technicznego zawiesznień samochodów osobowych*. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2003
- [3] Gardulski J.: *Comparison of analyses methods - continuous wavelet transform and Wigner-Ville'a transform in vehicle shock absorber diagnostic*. KONES vol. 14, No. 4 Warsaw 2007
- [4] Gardulski J., Warczek J.: *Diagnostyka amortyzatorów zabudowanych w pojeździe oparta na analizie efektów nieliniowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, z. 48, ser. transport, Gliwice 2003
- [5] Gardulski J., Warczek J.: *Identyfikacja stanu technicznego hydraulicznego amortyzatora teleskopowego na podstawie analizy jego charakterystyki*. XXX Jubileuszowe Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka, 2003r.
- [6] Gardulski J., Warczek J.: *Moc tłumienia jako parametr diagnostyczny amortyzatorów samochodowych*. DIAGNOSTYKA, vol. 29, 2003r. Warszawa
- [7] Lozia Z., Mikołajczuk J.: *Ocena przydatności testu diagnostycznego stanu amortyzatorów zamontowanych w pojeździe, wykorzystującego wymuszenie kinematyczne w kontakcie koła z podłożem*. Archiwum Motoryzacji 2, 1997
- [8] Ringus G.: *A neural network based diagnostic test system for armored vehicle shock absorbers*. Expert Systems With Applications, vol. 11. no. 2, pp. 237-244, 1996, printed in Great Britain.

MODELOWANIE I SYMULACJA PODUKŁADÓW MECHATRONIKI SAMOCHODOWEJ

Andrzej PUCHALSKI

Politechnika Radomska - Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn
Ul. Chrobrego 45, 26-600 Radom, fax : +48 3617644, email : andrzej.puchalski@pr.radom.pl

Streszczenie

Artykuł zawiera krótkie wprowadzenie do komputerowego projektowania i symulacji układów mechatroniki samochodowej. W pracy zaproponowano wykorzystanie języka modelowania multidyscyplinarnego VHDL-AMS, który pozwala na opisywanie systemów mechatronicznych na dowolnym poziomie szczegółowości. Wskazano na dydaktyczne zastosowania wirtualnych środowisk projektowania, takich jak SystemVision z Mentor Graphics, w zakresie spajania etapu ustalania założeń z etapem realizacji, konstruowania części sprzętowej i programowej, modelowania układów reprezentujących różne dziedziny techniki. W artykule przedstawiono przykłady projektowania i diagnostyki wybranych podukładów samochodowych.

Słowa kluczowe: system mechatroniczny, wirtualny pojazd, modele symulacyjne.

MODELING AND SIMULATION OF AUTOMOTIVE MECHATRONIC SUBSYSTEMS

Summary

This paper presents a brief introduction to the development of automotive mechatronic system models for computer simulation and analysis. VHDL-AMS multiple engineering domains modeling language for all physical aspects of a mechatronic system at arbitrary levels of abstraction is proposed. The significance of the virtual prototyping environments such as SystemVision by Mentor Graphics, which bridge the gap between the architectural and implementation levels, the gaps between multiple physical domains and the gap that exists between hardware and software, for higher educational process of skilled engineers is pointed. This paper demonstrates some automotive applications where the virtual design and diagnostics are successfully used for the analysis of the diverse subsystems.

Keywords: mechatronic system, diagnostics, virtual vehicle, simulation models

1. WPROWADZENIE

Wspomaganie komputerowe projektowania poszczególnych podzespołów jak i podukładów jest składnikiem wirtualnego procesu konstruowania pojazdu. W okresie trzech ostatnich dekad ilość systemów mechatronicznych pojazdu wzrosła z kilku do kilkudziesięciu, a ich koszt ma osiągnąć wkrótce 40% wartości pojazdu. Modelowanie tych układów wymaga metod, które można zastosować jednocześnie do obiektów pochodzących z różnych dziedzin techniki (elektrycznych, mechanicznych, termicznych, pneumatycznych, hydraulicznych) na różnych stopniach szczegółowości). Symulacja pozwala na precyzyjną analizę działania rozwiązań sprzętowo-programowych, opóźniając chwilę budowy fizycznego prototypu.

Proces zapoczątkowany opracowywaniem koncepcji obejmuje modelowanie za pomocą transmitancyjnych schematów blokowych, tworzenie topologii sieci pokładowych obejmujących sterowniki, sensory, przetworniki i elementy wykonawcze do fazy szczegółowej

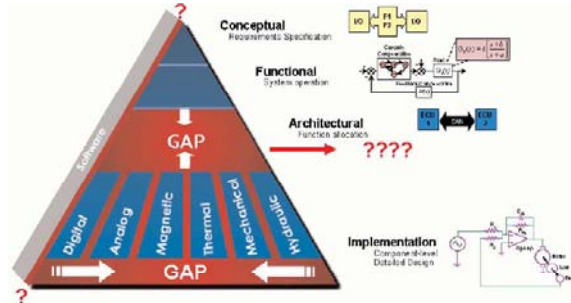
analizy działania urządzeń wykonanych w różnych technologiach. Modelowanie takich podukładów jest możliwe za pomocą języków multidyscyplinarnych opisu sprzętu i oprogramowania VHDL-AMS [1] lub MAST oraz standardowych programów symulacyjnych SPICE, przeznaczonych dla systemów elektrycznych i elektronicznych. Modele wykonane w postaci schematów blokowych, po transformacji do modeli reprezentujących poszczególne sprzętowe elementy urządzeń mogą być wykorzystywane do projektowania układów mechatronicznych sterowanych przez różne moduły elektroniczne.

2. WIRTUALNE ŚRODOWISKA PROJEKTOWANIA

Piramidę obrazującą poszczególne fazy projektowania (rys.1) wieńczy poziom koncepcji, na którym formułowane są założenia. Piętro niżej opisywane są funkcje, które ma realizować układ. Na kolejnym poziomie następuje rozpisanie tych funkcji pomiędzy częścią sprzętową i programową

systemu, po czym projektowane są rozwiązania poszczególnych elementów.

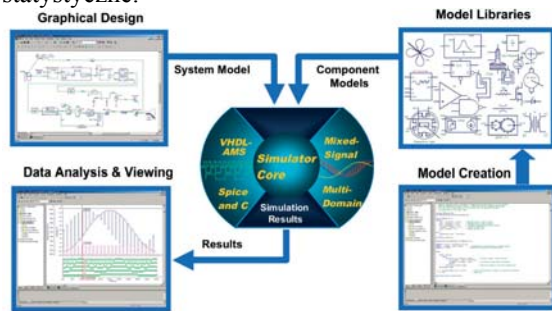
Różne dostępne platformy programowe pozwalają na zintegrowanie poszczególnych poziomów procesu projektowania i diagnostyki układów mechatroniki samochodowej.



Rys. 1. Etapy projektowania układów mechatroniki samochodowej wg Mentor Graphics [2]

Pakiety te łączą wszystkie poziomy wirtualnej produkcji pojazdu, zarówno w części sprzętowej jak i programowej. Korzystając z takich narzędzi tworzone są w jednym środowisku modele podzespołów współpracujących z układami elektrycznymi, mechanicznymi, termicznymi, hydraulicznymi i pneumatycznymi oraz sieci połączeń pomiędzy nimi.

Przykład środowiska wykorzystującego język multidyscyplinarny VHDL-AMS opisu sprzętu analogowego i cyfrowego, oprogramowanie SPICE, język C oraz otwarte biblioteki modeli standardów samochodowych pokazano na rys.2. System umożliwia projektowanie graficzne oraz analizę matematyczną. Analiza ta obejmuje badania statyczne i dynamiczne w dziedzinie czasu i częstotliwości oraz wykorzystuje narzędzia statystyczne.

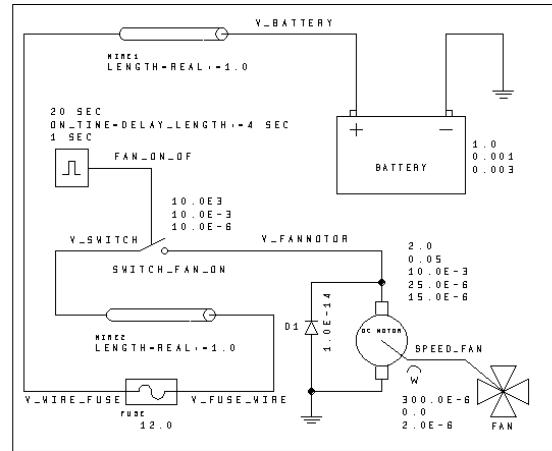


Rys. 2. Struktura środowiska SystemVision [2]

3. UKŁAD STEROWANIA WENTYLATOREM

Układy napędowe, zintegrowane systemy bezpieczeństwa i komfortu, komputerowe sieci pokładowe oraz instalacja elektryczna pojazdu wymagają obecnie mechatronicznego podejścia do zagadnienia projektowania i diagnostyki. Jako przykład modelowania omówiono układ sterowania wentylatorem, w skład którego wchodzi elementy należące do różnych dziedzin techniki. Model

układu wentylatora wykonany na stanowisku projektowym SystemVision Educational pokazano na rys. 3, a wykaz zastosowanych elementów podano w tablicy 1.



Rys. 3. Model układu wentylatora chłodnicy

Tab.1. Klasyfikacja elementów modelu wentylatora

Element	Dziedzina
Akumulator	Elektrochemia
Silnik DC	Elektromechanika, technika cieplna
Wentylator	Mechanika
Dioda	Elektronika
Przewód	Elektrotechnika, technika cieplna
Bezpiecznik	Elektrotechnika, technika cieplna
Przełącznik	Mechanika
Sterowanie	Technika cyfrowa

Poniżej zostaną omówione modele programowe VHDL_AMS akumulatora, silnika DC, wentylatora oraz diody półprzewodnikowej [3].

3.1. Akumulator

Zamodelowano akumulator kwasowo-olowiowy opisany równaniami:

$$\begin{aligned}
 V &= V_{open} + i(R_{int} + R_{term}) \\
 i_c &= C_{surf} \frac{dV_c}{dt} \\
 V_c &= V_{open} + (i - i_c)R_{int} \\
 V &= V_c + iR_{term}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Model programowy akumulatora (rys.4) uwzględnia rezystancje: wewnętrzną R_{int} i wyprowadzeń R_{term} , efekt upływnościowy $C_{surface}$ oraz napięcie stanu jałowego V_{open} . Możliwa jest także modyfikacja modelu uwzględniająca zmiany powyższych parametrów w zależności od stanu naładowania akumulatora, poprzez pakiet danych akumulatora.

```

library IEEE;
use IEEE.electrical_systems.all;
entity battery is
  generic (
    v_open : real := 12.6; -- Open circuit battery voltage
    r_int : real := 0.015; -- Internal (effective) impedance
    c_surface : real := 10.0; -- Surface Capacitance
    r_terminal : real := 0.001; -- Terminal resistance
  )
  port (terminal p, m : electrical);
end entity battery;
architecture ideal of battery IS
  quantity v across i through p to m;
begin
  v == v_open + i*(r_int + r_terminal);
end architecture ideal;
architecture surface_capacitance of battery is
  quantity v across i through p to m;
  quantity vc : voltage; -- Voltage across surface capacitance
  quantity ic : current; -- Current through surface capacitance
begin
  ic == c_surface * vc'dot;
  vc == v_open + (i - ic)*r_int;
  v == vc + i*r_terminal;
end architecture surface_capacitance;

```

Rys. 4. Model akumulatora samochodowego

3.2. Silnik DC

Zamodelowano silnik elektryczny z magnesem trwałym (rys.5), zasilany napięciem stałym poprzez dwa wyprowadzenia typu elektrycznego i wyjściu mechanicznym typu obrotowego, opisany równaniami różniczkowymi:

$$v = k_t \omega + i R_{wind} + L \frac{di}{dt} \quad (2)$$

$$T = -k_t i + d \omega + J \frac{d\omega}{dt}$$

```

library IEEE;
use IEEE.mechanical_systems.all;
use IEEE.electrical_systems.all;
entity DCMotor_rv is
  generic (
    r_wind : resistance; -- Motor winding resistance [Ohm]
    kt : real; -- Torque coefficient [N*m/Amp]
    l : inductance; -- Winding inductance [Henrys]
    d : real; -- Viscosity [N*m/(rad/sec)]
    j : moment_inertia; -- Moment of inertia [kg*meter**2]
  )
  port (terminal p1, p2 : electrical;
        terminal shaft_rotv : rotational_velocity);
end entity DCMotor_rv;
architecture basic of DCMotor_rv is
  quantity v across i through p1 to p2;
  quantity w across torq through shaft_rotv to rotational_velocity_ref;
begin
  torq == -1.0*kt*i + d*w + j*w'dot;
  v == kt*w + i*r_wind + l*i'dot;
end architecture basic;

```

Rys. 5. Model silnika prądu stałego

3.3. Wentylator

Wentylator jest elementem decydującym o mechanicznej stałej czasowej układu. W modelu z jednym wejściem mechanicznym typu obrotowego (rys. 6) założono, że potrzebny moment obrotowy jest zależny od położenia, prędkości i przyspieszenia kątownego wg zależności:

$$T = d_1 \omega + d_2 \omega^2 + J \frac{d\omega}{dt} \quad (3)$$

```

library IEEE;
use IEEE.mechanical_systems.all;
entity fan is
  generic (d1 : real; -- First order drag coef [N*m/(rad/s)]
          d2 : real; -- Second order drag coef [N*m/(rad/sec)**2]
          j : MOMENT_INERTIA);
  --Moment of inertia [kg*meter**2]
  port (terminal rotv1 : ROTATIONAL_VELOCITY);
end entity fan;
architecture ideal of fan is
  quantity w across torq through rotv1
  to ROTATIONAL_VELOCITY_REF;
begin
  torq == d1*w + d2*w*abs(w) + j*w'dot;
end architecture ideal;

```

Rys. 6. Model wentylatora

3.4. Dioda półprzewodnikowa

Zastosowano aproksymację charakterystyki diody półprzewodnikowej krzywą wykładniczą :

$$i = i_{sat} e^{\frac{v}{v_t}-1} \quad (4)$$

gdzie i_{sat} jest prądem nasycenia, v napięciem na dwóch wyprowadzeniach typu elektrycznego, a v_t napięciem cieplnym diody. Realizację modelu pokazano na rys. 7.

```

library IEEE;
use IEEE.math_real.all;
-- Use IEEE natures and packages
use IEEE.electrical_systems.all;
-- FUNDAMENTAL_CONSTANTS
package needed for Boltzmann constant --(PHYS_K = Joules/Kelvin)
and electron charge (PHYS_Q = coulomb)
use IEEE.FUNDAMENTAL_CONSTANTS.all;
entity diode is
  generic (
    Isat : current := 1.0e-14; -- Saturation current [Amps]
  )
  port (
    terminal p, n : electrical);
end entity diode;
architecture ideal of diode is-- Declare internal quantities and constants
  quantity v across i through p to n;
  constant TempC : real := 27.0; -- Ambient Temperature [Degrees]
  constant TempK : real := 273.0 + TempC; -- Temperature [Kelvin]
  constant vt : real := PHYS_K*TempK/PHYS_Q; -- Thermal Voltage
  function limit_exp(x : real) return real is
    variable abs_x : real := abs(x);
    variable result : real;
  begin
    if abs_x < 100.0 then
      result := exp(abs_x);
    else
      result := exp(100.0) * (abs_x - 99.0);
    end if;
    -- If exponent is negative, set exp(-x) = 1/exp(x)
    if x < 0.0 then
      result := 1.0 / result;
    end if;
    return result;
  end function limit_exp;
begin -- ideal architecture-- Fundamental equation
  i == Isat*(limit_exp(v/vt) - 1.0);
end architecture ideal;

```

Rys. 7. Model diody półprzewodnikowej

3.5. Wyniki symulacji

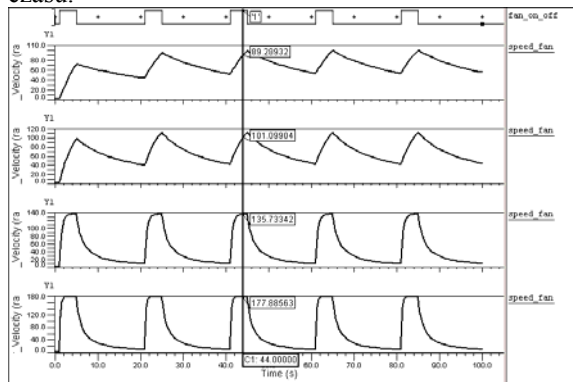
W celu określenia wpływu momentu bezwładności wentylatora oraz rezystancji uzwojeń silnika DC wykonano symulację 5-krotnego załączania i wyłączania układu w czasie 100s.

Parametry dla poszczególnych przebiegów symulacji 1 – 4 podano w tabeli 2.

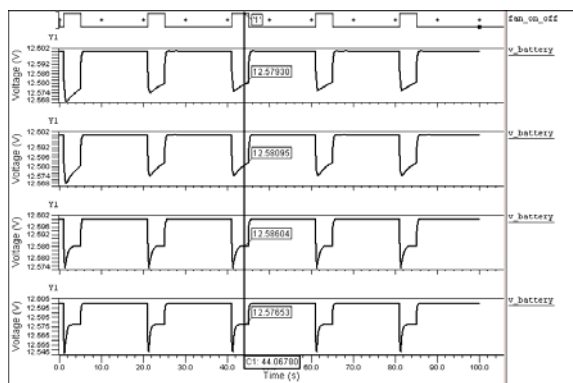
Tab. 2. Założenia symulacji układu wentylatora

Symulacja	Moment bezwładności	Rezystancja silnika DC
Numer	$\text{kgm}^2 \cdot 10^{-6}$	Ω
1.	5000	6
2.	3000	6
3.	500	6
4.	300	2

Na rys. 8 podano charakterystyki prędkości obrotowej wentylatora [rad/s^2], natomiast na rys. 9 charakterystyki napięć akumulatora [V] w funkcji czasu.



Rys. 8. Charakterystyki czasowe prędkości obrotowej wentylatora



Rys. 9. Charakterystyki czasowe napięcia akumulatora

4. PODSUMOWANIE

Projektowanie i diagnostyka systemów mechatronicznych pojazdu jest zagadnieniem coraz bardziej skomplikowanym. Wymaga zintegrowania działań prowadzonych przez różne zespoły specjalistów, na różnym poziomie szczegółowości z podukładami należącymi do różnych dziedzin techniki.

Zadanie to można zrealizować posługując się językiem programowania multidyscyplinarnego VHDL-AMS, który daje możliwość modelowania

zarówno układów analogowych jak i cyfrowych. Wykorzystanie platformy programowej tworzącej wirtualne środowisko projektowania, takiej jak SystemVision z obszernymi bibliotekami modeli przyspiesza proces projektowania. Wbudowane interfejsy pozwalają na komunikację z innymi programami symulacyjnymi, a narzędzia matematyczne i graficzne dają możliwość analizy i diagnostyki w trakcie projektowania rozwiązań. Omówiony system posiada duże walory edukacyjne i może służyć jako pomoc dydaktyczna w nowoczesnym procesie nauczania budowy i diagnostyki pojazdów.

LITERATURA

- [1] Ashenden P. J., Petersen G. D., Teegarden D. A.: *The System Designer's Guide to VHDL-AMS*, San Francisco, Morgan Kaufmann Publishers, 2002
- [2] Teegarden D. A.: *Improving Automotive EE Design with SystemVision*, Copyright Mentor Graphics Corporation, 2007, www.mentor.com
- [3] *Fundamentals of VHDL-AMS for Automotive Electrical Systems*, Copyright Mentor Graphics Corporation, 2004, www.mentor.com

Dr inż. **Andrzej PUCHALSKI** jest adiunktem w Instytucie Eksploatacji Pojazdów i Maszyn Politechniki Radomskiej. W pracy naukowej zajmuje się zagadnieniami inżynierii eksploatacji oraz diagnostyki technicznej mechatronicznych układów pojazdów i maszyn. Jest członkiem PTDT.

ROZPOZNAWANIE OBRAZÓW Z WYKORZYSTANIEM NEURONOWEGO KLASYFIKATORA NBV

Jacek DYBAŁA

Politechnika Warszawska, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Instytut Pojazdów,
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, e-mail: jdybala@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono neuronowy klasyfikator NBV o konstrukcji inspirowanej strukturą sieci neuronowej CP (ang. Counter Propagation), który wykorzystuje koncepcję stosowaną w klasyfikacji minimalnoodległościowej, a w swym działaniu nawiązuje do idei funkcjonowania klasyfikatorów SVM (ang. Support Vector Machine).

Słowa kluczowe: rozpoznawanie obrazów, sztuczne sieci neuronowe, klasyfikator neuronowy.

PATTERN RECOGNITION USING NBV NEURAL CLASSIFIER

Summary

The article presents the NBV neural classifier whose structure has been inspired by the structure of CP (Counter Propagation) neural network, which uses the methods applied in the minimum-distance classification, while in its operation it draws on the idea of functioning of SVM (Support Vector Machines) classifiers.

Keywords: pattern recognition, artificial neural networks, neural classifier.

1. WSTĘP

Diagnostyka techniczna jest dziedziną wiedzy zajmującą się rozpoznawaniem stanu technicznego obiektu diagnozowania. W praktyce pełne rozpoznanie stanu technicznego obiektu nie zawsze jest możliwe i konieczne. Godząc się z pewnym dopuszczalnym poziomem nieokreśloności stanu wprowadzamy zazwyczaj ustaloną liczbę klas stanu odpowiadających rozróżnialnym stanom obiektu, czyli stanom, których rozpoznanie jest uzasadnione ze względu na dalsze postępowanie z obiektem. W najprostszym przypadku zbiór stanów technicznych obiektu można podzielić na dwie klasy: klasę stanu zdatności i klasę stanu niezdatności. Wynikiem rozpoznawania stanu technicznego obiektu jest więc stwierdzenie przynależności jego stanu do jednej z klas z góry ustalonej klasyfikacji stanów. Rozpoznawanie stanu obiektu sprowadza się zatem do klasyfikacji stanu, a układ dokonujący rozpoznawania stanu nazywany jest systemem klasyfikującym stan lub krótko klasyfikatorem stanu.

Źródłem danych diagnostycznych może być obserwacja diagnostyczna obiektu prowadzona za pośrednictwem sygnałów generowanych przez obiekt. Zarejestrowane sygnały są następnie poddawane przetwarzaniu i analizie, w wyniku której otrzymywany jest zbiór cech tych sygnałów. Wartości tych cech są uwarunkowane, w różnym stopniu, stanem, w jakim znajduje się obiekt diagnozowania. Uporządkowany zbiór N wartości

cech sygnałów związanych z funkcjonowaniem obiektu możemy nazwać wektorem obserwacji stanu obiektu $X = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_N]^T$. Każdemu wektorowi obserwacji stanu obiektu można przyporządkować punkt, nazywany obrazem stanu obiektu, w odpowiednio określonej N -wymiarowej przestrzeni (rozpiętej na zbiorze N cech sygnałów). Przestrzeń ta, będąca zbiorem wszystkich możliwych wektorów obserwacji (dziedziną rozwiązywanego zadania klasyfikacji stanu obiektu), może być nazwana przestrzenią obserwacji stanu obiektu. Każdy stan obiektu może mieć zatem swój obraz w przestrzeni obserwacji stanu obiektu, którego położenie zdefiniowane jest, zgromadzonymi w wektorze obserwacji stanu, wartościami cech sygnałów związanych z funkcjonowaniem obiektu.

Wektor obserwacji obrazuje w pewnym stopniu stan techniczny obiektu, gdyż wartości jego składowych (wartości cech sygnałów) są uwarunkowane (choć z różnym nasileniem i nie wyłącznie) stanem w jakim obiekt się znajduje [3]. Mogą zatem istnieć podstawy do wnioskowania o stanie obiektu na podstawie informacji zawartej w wektorze obserwacji stanu obiektu. Sklasyfikowanie obrazu (wektora obserwacji) stanu obiektu odpowiada wówczas zaszeregowaniu odpowiadającego mu stanu badanego obiektu do określonej klasy stanu (rozpoznaniu stanu obiektu).

Rozpoznanie stanu obiektu (sklasyfikowanie obrazu stanu) wymaga oczywiście posiadania pewnej wiedzy. W wielu przypadkach zdefiniowanie właściwych kryteriów klasyfikacji

jest jednak istotnie utrudnione. W związku z tym, budując diagnostyczne systemy klasyfikujące coraz częściej sięga się do metod rozpoznawania obrazów (ang. pattern recognition) [2, 20], których teoria rozwinęła się wraz z badaniami związanymi ze sztuczną inteligencją [16]. Klasyfikatory odwołujące się do metod sztucznej inteligencji potrafią bowiem w trakcie procesu uczenia pozyskać automatycznie odpowiednią wiedzę ze zbioru uczącego, złożonego z udostępnionych przykładów (uczenie się na przykładach – wiedza jest zawarta w udostępnionych przykładach). Każdy element z tego zbioru (przykład uczący) składa się wówczas z obrazu (wektora obserwacji) i z informacji na temat klasy, do której należy (numer klasy).

Możliwość interpretacji procesu diagnozowania jako procesu rozpoznawania obrazów stanu obiektu skłania do zainteresowania się inteligentnymi klasyfikatorami odwołującymi się do metod rozpoznawania obrazów. W niniejszym artykule przedstawiono wyniki prac naukowo-badawczych autora dotyczących opracowania nowych metod klasyfikacji obrazów, prowadzonych w ramach badań nad wykorzystaniem metod sztucznej inteligencji w diagnostyce technicznej.

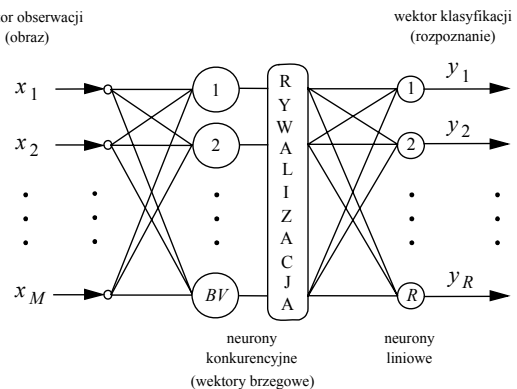
2. KLASYFIKATOR NEURONOWY NBV

Prezentowany neuronowy klasyfikator NBV, działający na podstawie algorytmu najbliższego wektora brzegowego (ang. NBV – Nearest Boundary Vector), wykorzystuje koncepcję stosowaną w klasyfikacji minimalnoodległościowej (ang. minimum-distance classification) [6, 14, 16], w swym działaniu nawiązuje do idei funkcjonowania klasyfikatorów SVM (ang. Support Vector Machine) [1, 4, 5, 11, 15, 18, 19], a jego konstrukcja inspirowana jest strukturą sieci neuronowej CP (ang. Counter Propagation neural network) [8, 9, 10, 12, 13, 15, 17].

2.1. Idea działania i uczenia klasyfikatora NBV

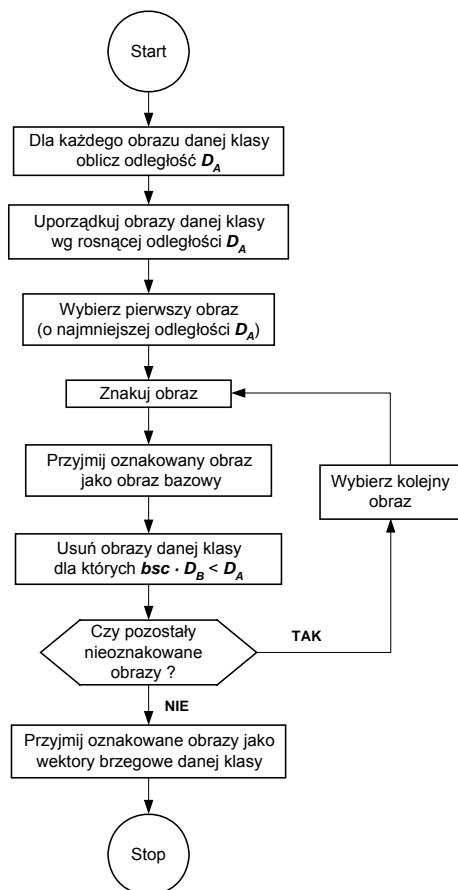
Stosowany algorytm klasyfikacji bazuje na oryginalnej koncepcji wektorów brzegowych (ang. BV – Boundary Vectors) dzielących metryczną przestrzeń obserwacji na swoje strefy wpływu (obszary im najbliższe – przy uwzględnieniu stosowanej metryki), które, po odpowiednim przyporządkowaniu do odpowiadających im klas, tworzą obszary decyzyjne odpowiadające różnym klasom (części przestrzeni obserwacji, takie, że wszystkim obrazom znajdującym się w tym obszarze odpowiada taka sama decyzja – klasa). Na kształt obszarów decyzyjnych mają wpływ tylko wektory brzegowe, które, podobnie jak wektory wspierające (ang. support vectors), leżą niejako na „granicach” obszarów decyzyjnych. Przykłady uczące, które nie są wektorami brzegowym i leżą „w głębi” obszarów decyzyjnych, nie wpływają na kształt i położenie granic między obszarami decyzyjnymi.

Podobnie jak w przypadku klasyfikatora SVM i wektorów wspierających, liczba wektorów brzegowych jest zarazem liczbą neuronów (konkurencyjnych) w pierwszej warstwie klasyfikatora neuronowego NBV. Liczba neuronów (liniowych) w drugiej warstwie klasyfikatora neuronowego NBV jest równa liczbie rozpoznawanych klas. Klasyfikator NBV jest zatem hybrydową siecią neuronową zbudowaną z warstwy neuronów konkurencyjnych i warstwy neuronów liniowych. Jego architektura ma więc strukturę sieci neuronowej CP i jego działanie w trybie odtworzeniowym (egzamin) jest analogiczne do funkcjonowania sieci CP. Klasyfikator NBV wyposażony jest jednak w inne, nowe algorytmy uczenia (reguły wyznaczania wartości wag neuronów poszczególnych warstw). Ogólną strukturę klasyfikatora NBV przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Struktura neuronowego klasyfikatora NBV

Schemat algorytmu wyznaczania wektorów brzegowych danej klasy przedstawiono na rysunku 2. Przyjęto następujące oznaczenia: D_A – odległość (w sensie wybranej metryki) obrazu danej klasy od najbliższego mu obrazu należącego do innej klasy, D_B – odległość obrazu danej klasy od obrazu bazowego, b_{sc} – współczynnik nasycenia brzegu wektorami (ang. boundary saturation coefficient). Zbiór wektorów brzegowych zawiera wektory brzegowe wszystkich klas. Współczynnik nasycenia brzegu wektorami (b_{sc}) reguluje liczbę wyznaczonych wektorów brzegowych danej klasy, określając w ten sposób stopień zapewnienia brzegów obszarów decyzyjnych wyznaczonymi wektorami. Większa wartość współczynnika odpowiada większej liczbie wektorów brzegowych. Wartość nominalna współczynnika nasycenia brzegu wynosi jeden.



Rys. 2. Algorytm wyznaczania wektorów brzegowych danej klasy

Podobnie jak w przypadku sieci neuronowej CP, prezentacja wektora obserwacji X uruchamia proces współzawodnictwa neuronów konkurencyjnych. Wartości wag neuronów konkurencyjnych odpowiadają wartościom składowych tych uczących wektorów obserwacji (obrazów), które zostały uznane za wektory brzegowe. Zwycięzca neuron, którego wektor wag $W_i = [w_{i1} \ w_{i2} \ \dots \ w_{iM}]^T$ najmniej różni się od prezentowanego wektora X . Zwycięzca, neuron z -ty, spełnia relację:

$$d(X, W_z) = \min_{1 \leq i \leq BV} d(X, W_i) \quad (1)$$

gdzie:

$d(X, W)$ – odległość (w sensie wybranej metryki) między wektorem X , a wektorem W ;

BV – liczba wektorów brzegowych.

Wartość wyjściowa neuronu zwycięzcy przyjmuje wartość 1. Wartości wyjściowe pozostałych neuronów konkurencyjnych są sztucznie zerowane. Do dalszego przetwarzania w kolejnej warstwie sieci przesyłana jest zatem wyłącznie jedna wartość wyjściowa, pochodząca od neuronu zwycięzcy. Druga warstwa przetwarzająca składa się z neuronów liniowych połączonych z wszystkimi neuronami warstwy konkurencyjnej (każdy z każdym). Wartość wyjściowa i -tego neuronu warstwy liniowej opisana jest zależnością:

$$y_i = \sum_{j=1}^{BV} w_{ij} \cdot u_j \quad (2)$$

gdzie:

w_{ij} – waga na połączeniu między i -tym neuronem liniowym, a j -tym neuronem konkurencyjnym;

u_j – wartość wyjściowa j -tego neuronu warstwy konkurencyjnej.

Wagi neuronów liniowych przyjmują wartości binarne i przypisują (adresują) poszczególne neurony konkurencyjne (wektory brzegowe) do określonych klas. Wartości wag określane są w toku analizy zbioru uczącego – każdy przykład uczący, a zatem i ten, który został uznany za wektor brzegowy, niesie informację na temat klasy, którą reprezentuje. Wektor klasyfikacji Y (wektor odpowiedzi klasyfikatora) ma postać wektora zerojedynkowego, w którym położenie jedynki określa rozpoznaną klasę.

Z diagnostycznego punktu widzenia, wektor brzegowy (wektor wag neuronu konkurencyjnego) można traktować jako graniczną (brzegową) sygnaturę określonego rozróżnialnego stanu obiektu (kojarzenie sygnatur z rozróżnialnym stanem obiektu odbywa się za pomocą wag neuronu liniowego). Rozpoznanie stanu obiektu odbywa się przez porównanie zaobserwowanego stanu obiektu (wektor obserwacji) z wzorcami granicznymi rozróżnialnych stanów obiektu (wektory brzegowe).

Warto zwrócić uwagę na to, że w przypadku klasyfikatora NBV i metody uczenia opartej na wektorach brzegowych mamy jednocześnie określenie struktury i wartości parametrów (wag) klasyfikatora (tak samo jak wtedy, gdy stosowane są klasyfikatory SVM i metody uczenia oparte na wektorach wspierających). Natomiast w przypadku stosowania tradycyjnych sieci neuronowych i metod ich uczenia zazwyczaj potrzebne jest najpierw dobranie struktury sieci (np. ustalenie liczby neuronów w warstwach), a dopiero później następuje ustalanie wartości parametrów (wag) uprzednio wybranych struktur.

2.2. Geometryczny wskaźnik pewności klasyfikacji

Odpowiedzią klasyfikatora NBV na prezentację wektora obserwacji jest decyzja zaliczająca obraz do odpowiedniej klasy obrazów. Klasyfikacja obrazu odbywa się na podstawie wypracowanego w toku analizy zbioru przykładów uczących podziału przestrzeni obserwacji na rozłączne obszary decyzyjne. W wyniku działania klasyfikatora prezentowany wektor obserwacji zostaje w sposób „ostry” przydzielony do tej klasy, do której należy ten wektor brzegowy, w strefie wpływów którego znalazł się rozpoznawany obraz. Decyzja klasyfikatora nie niesie jednak ze sobą żadnej informacji na temat tego, jak daleko od powierzchni decyzyjnej (rozdzielającej wektory obserwacji

należące do różnych klas) i identyfikującego go (najbliższego mu) wektora brzegowego leży sklasyfikowany obraz. Na skutek tego w jednaki sposób sygnalizowane jest rozpoznanie obrazów leżących zarówno na „brzegach” jak i „w głębi” obszarów decyzyjnych. Potrzeba rozróżniania takich sytuacji wydaje się być oczywista – w przypadku obrazów położonych w pobliżu powierzchni decyzyjnej ewentualne wątpliwości co do prawidłowości klasyfikacji mogą być zdecydowanie większe niż w przypadku obrazów położonych z dala od takiej powierzchni. W celu relatywizacji wyników rozpoznania klasyfikator NBV został zatem wyposażony w moduł wyznaczający geometryczny wskaźnik pewności klasyfikacji (ang. geometrical classification certainty index), którego formułę określa wzór:

$$gcci = \frac{d_A - d_I}{D_{AI}} \quad (3)$$

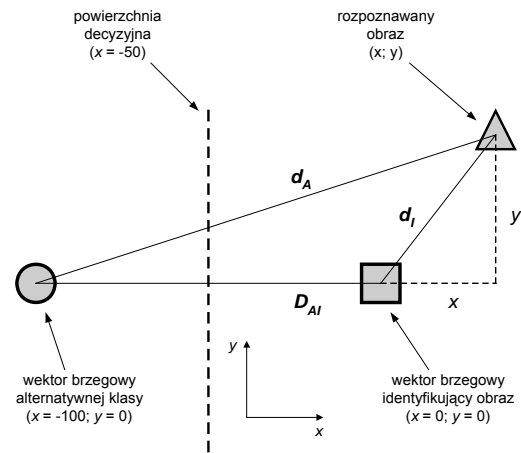
gdzie:

d_I – odległość między rozpoznawanym obrazem, a identyfikującym go (najbliższym mu) wektorem brzegowym (reprezentującym klasę, do której obraz zostaje zaliczony);

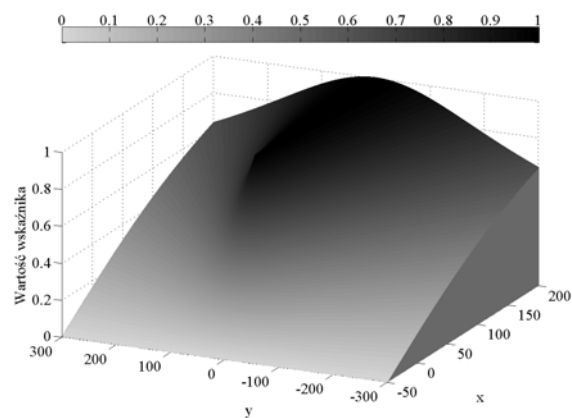
d_A – odległość między rozpoznawanym obrazem, a najbliższym mu wektorem brzegowym alternatywnej klasy (klasy, która druga w kolejności rości sobie „pretensje” do rozpoznawanego obrazu);

D_{AI} – odległość między identyfikującym rozpoznawany obraz wektorem brzegowym, a najbliższym rozpoznawanemu obrazowi wektorem brzegowym alternatywnej klasy.

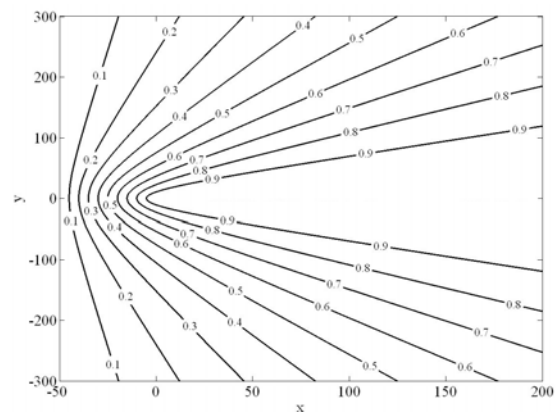
Wartość wskaźnika jest wyznaczana na podstawie wzajemnego położenia rozpoznawanego obrazu i dwóch wektorów brzegowych – tego, który go zidentyfikował (reprezentującego ustaloną w wyniku klasyfikacji klasę) i jego antagony (będącego przedstawicielem klasy alternatywnej). Bezwymiarowa postać wskaźnika umożliwia wykorzystywanie go nawet w wielozjawiskowej przestrzeni obserwacji (składowe wektora obserwacji mogą mieć różne jednostki – bo mogą dotyczyć różnych zjawisk). Geometryczny wskaźnik pewności klasyfikacji przyjmuje wartość z przedziału [0,1]. Wartość 0 sygnalizuje położenie rozpoznawanego obrazu na powierzchni decyzyjnej ($d_A = d_I$). Wartość 1 sygnalizuje położenie rozpoznawanego obrazu pokrywające się z położeniem identyfikującego go wektora brzegowego ($d_I = 0$; $d_A = D_{AI}$) lub znajdujące się w jego „cieniu” ($d_A = D_{AI} + d_I$). Ilustrację kształtowania się wartości geometrycznego wskaźnika pewności klasyfikacji w sytuacji przedstawionej na rysunku 3 (metryka euklidesowa, $D_{AI} = 100$) prezentują rysunki 4 i 5.



Rys. 3. Schemat przykładowej sytuacji klasyfikacyjnej



Rys. 4. Ilustracja kształtowania się wartości geometrycznego wskaźnika pewności klasyfikacji – prezentacja przestrzenna



Rys. 5. Ilustracja kształtowania się wartości geometrycznego wskaźnika pewności klasyfikacji – warstwicę

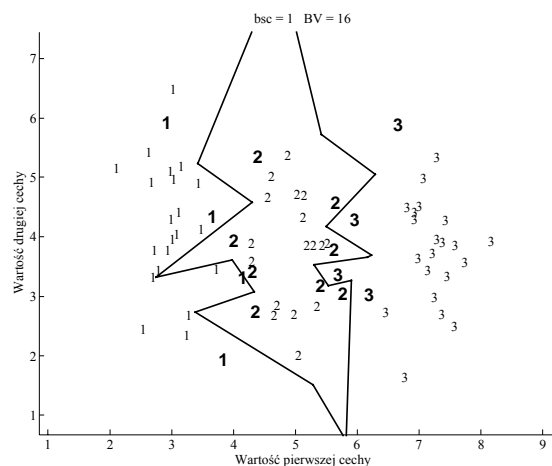
Wzbogacenie podstawowej odpowiedzi klasyfikatora NBV (rozpoznana klasa) o wartość geometrycznego wskaźnika pewności klasyfikacji i określenie alternatywnej klasy zwiększa możliwości interpretacyjne otrzymanych za jego pomocą wyników klasyfikacji – powstaje możliwość

„rozmycia” klasyfikacji. Wprowadzając określony poziom ufności można utworzyć, na bazie geometrycznego wskaźnika pewności klasyfikacji, pewien margines niepewności. Stwarza to podstawy do przyjmowania niektórych wyników klasyfikacji za pewne, a innych za wątpliwe (wskazując przy tym możliwe alternatywne rozpoznanie) lub wydawania decyzji wymijającej (klasa jest wówczas nieokreślona).

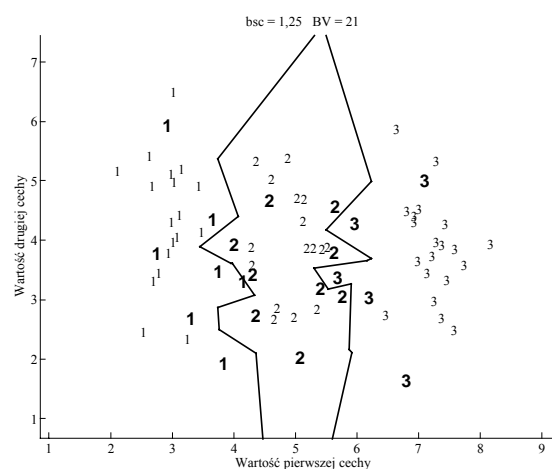
3. ANALIZA SKUTECZNOŚCI DZIAŁANIA KLASYFIKATORA NBV W SYTUACJI WYSTĘPOWANIA ZAKŁÓCEŃ WARTOŚCI DANYCH WEJŚCIOWYCH

Z diagnostycznego punktu widzenia, ważne jest aby wytrenowany klasyfikator działał skutecznie w przypadku występowania zakłóceń pomiarowych bądź fluktuacji wartości danych wejściowych (wartości cech sygnałów). Rzeczywistość diagnostyczna zazwyczaj obfituje bowiem w wiele sytuacji będących przyczyną występowania tego typu zaburzeń. Na potrzeby testowania skuteczności działania klasyfikatora, zaburzenie wartości danych wejściowych można w prosty sposób uwzględnić, wprowadzając do oryginalnych danych addytywny szum, którego oddziaływanie rośnie w trakcie kolejnych testów.

Ogólnie rzecz ujmując, skuteczność działania klasyfikatora zależy od jakości dyskryminacyjnej uzyskiwanych w toku uczenia klasyfikatora powierzchni decyzyjnych (powinny zapewnić możliwie największy margines separacji) oraz od stopnia trudności rozwiązywanego zadania. Kształt tworzonych przez klasyfikator NBV powierzchni decyzyjnych zależy, w przypadku konkretnego problemu klasyfikacyjnego, jedynie od wybranej metryki (w przykładach zamieszczonych w niniejszym podrozdziale wykorzystywano metrykę euklidesową) i położenia w przestrzeni obserwacji wektorów brzegowych, których liczba jest regulowana wartością współczynnika nasycenia brzegu. Ilustracje działania klasyfikatorów NBV trenowanych z różnymi wartościami współczynnika nasycenia brzegu przedstawiają rysunki 6 ÷ 8. Za pomocą cyfr zilustrowano hipotetyczny rozkład obrazów (3 klasy) w dwuwymiarowej przestrzeni obserwacji. Pogrubione cyfry oznaczają wektory brzegowe poszczególnych klas. Wartość współczynnika nasycenia brzegu równa jeden zapewnia uzyskanie minimalnej liczby wektorów brzegowych BV , pozwalającej na dokonanie prawidłowej klasyfikacji (Rys. 6). Zwiększanie wartości współczynnika skutkuje wyznaczeniem większej liczby wektorów brzegowych i „uszczelnieniem” w ten sposób „granic” między obszarami decyzyjnymi (Rys. 7).

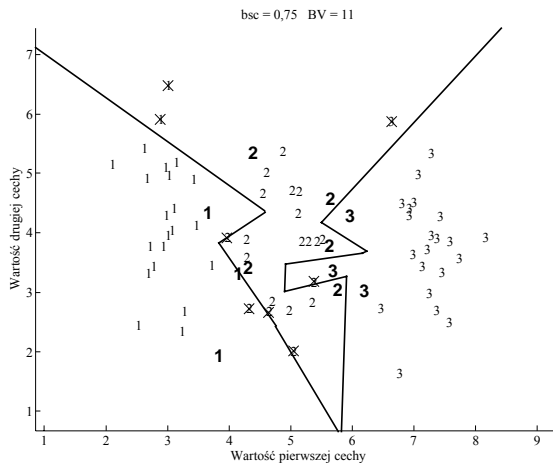


Rys. 6. Ilustracja działania klasyfikatora NBV ($bsc = 1$)



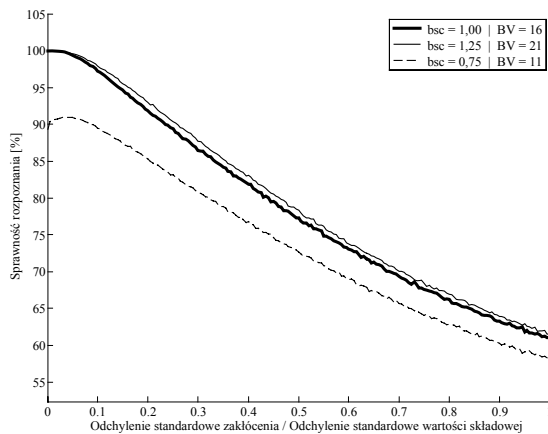
Rys. 7. Ilustracja działania klasyfikatora NBV ($bsc = 1,25$)

Większa liczba wektorów brzegowych może zwiększyć skuteczność działania klasyfikatora w zetknięciu z danymi zaburzonymi zakłóceniami lub błędami pomiarowymi. Powoduje jednak rozbudowę pierwszej warstwy klasyfikatora (większa liczba neuronów konkurencyjnych). Wartość współczynnika nasycenia brzegu mniejsza niż jeden skutkuje wyznaczeniem zbyt małej liczby wektorów brzegowych i w konsekwencji błędną klasyfikacją (cyfry przekreślone symbolizują błędnie sklasyfikowane wektory – Rys. 8).



Rys. 8. Ilustracja działania klasyfikatora NBV ($b_{sc} = 0,75$)

Znaczenie współczynnika nasycenia brzegu wektorami, wpływającego na liczebności zbioru wektorów brzegowych, obrazują wyniki testów skuteczności działania klasyfikatorów NBV trenowanych z różnymi wartościami tego współczynnika (Rys. 9).



Rys. 9. Wyniki testów skuteczności działania klasyfikatorów NBV

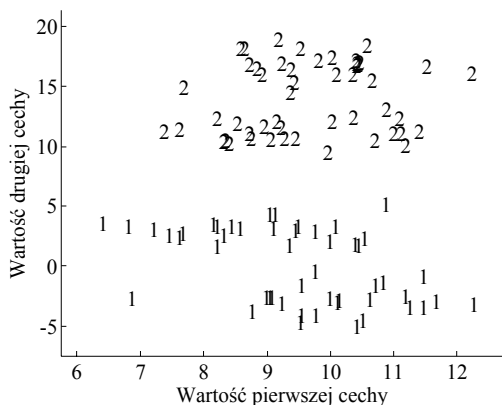
Testy skuteczności działania klasyfikatora NBV badają jego zdolność do poprawnej klasyfikacji dostarczanych obrazów (wektorów obserwacji). Miarą skuteczności działania klasyfikatora jest jego sprawność, czyli procent poprawnie sklasyfikowanych obrazów. Danymi wykorzystywanymi do testowania działania klasyfikatora są używane w procesie jego uczenia wektory obserwacji (obrazy), przy czym wartości ich składowych (cech) zostają zakłócone losowo, przez dodanie do nich (zakłócenie addytywne) wartości liczbowych pochodzących z generatora liczb losowych, działającego na bazie rozkładu normalnego o zerowej wartości średniej i zmieniającym się (rosnącym w każdym kolejnym teście) odchyleniu standardowym (wartość odchylenia standardowego zakłócenia wartości każdej składowej ustalana jest proporcjonalnie do

odchylenia standardowego wartości tej składowej). Dodawanie losowych wartości do składowych wektora obserwacji wywołuje przemieszczanie się obrazu w przestrzeni obserwacji (co może skutkować przesunięciem się obrazu do obszaru decyzyjnego odpowiadającego innej klasie) i służy badaniu wrażliwości klasyfikatora na występowanie zakłóceń pomiarowych bądź fluktuacji wartości składowych (wartości cech sygnałów). W celu rzetelnego zbadania wpływu zakłóceń losowych na działanie klasyfikatora, dokonuje się zwiększenia (np. 50 razy) liczebności obrazów wykorzystywanych do testowania klasyfikatora w stosunku do liczby obrazów używanych do jego uczenia.

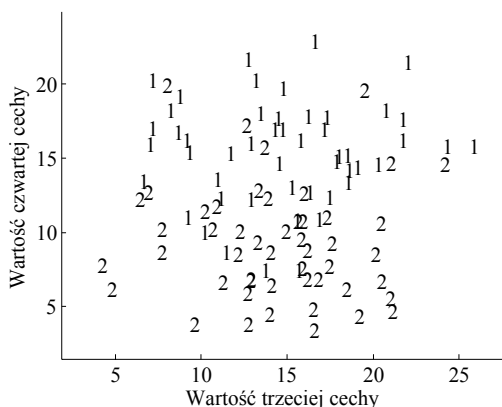
Wyniki testów skuteczności działania klasyfikatorów NBV pokazują, że klasyfikator trenowany z wartością współczynnika nasycenia brzegu wektorami mniejszą niż jeden, nie jest w stanie klasyfikować poprawnie nawet obrazów używanych w procesie jego uczenia (nie mówiąc o obrazach „zakłóconych”). Klasyfikatory trenowane z wartościami współczynnika co najmniej równymi jeden poprawnie klasyfikują obrazu wykorzystywane w procesie jego uczenia i charakteryzują się pewną odpornością na zakłócenia (większa wartość współczynnika potrafi zwiększyć odporność klasyfikatora).

Skuteczność działania klasyfikatora zależy jednak w dużej mierze od stopnia trudności stawianego mu zadania, czyli od tego, w jakiej przestrzeni obserwacji (na jakich cechach – parametrach diagnostycznych) przyszło mu działać. Problem ten można zilustrować pewnym przykładem.

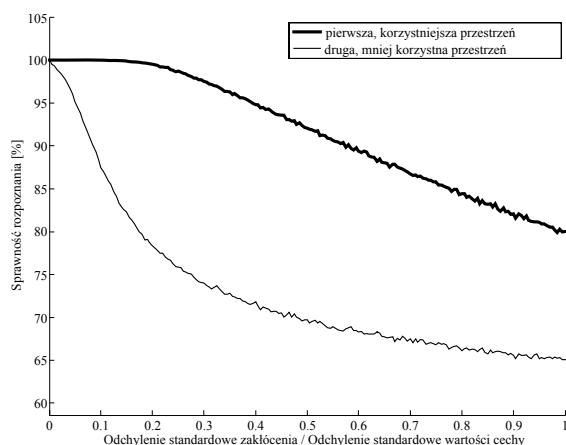
Na rysunkach 10 i 11 przedstawiono dwie dwuwymiarowe przestrzenie obserwacji o różnych własnościach dyskryminacyjnych dwóch klas. Można zauważyć, że pierwsza przestrzeń obserwacji (Rys. 10) charakteryzuje się wyraźnie lepszymi, w stosunku do drugiej (Rys. 11), własnościami dyskryminacyjnymi obrazów (symbolicznie przedstawionych za pomocą cyfr) należących do dwóch różnych klas – tylko w pierwszym przypadku obrazy należące do tej samej klasy grupują się w pewnych odrębnych wycinkach przestrzeni. Rysunek 12 przedstawia wyniki testów skuteczności działania klasyfikatorów NBV trenowanych ($b_{sc} = 1$) w tych przestrzeniach obserwacji.



Rys. 10. Rozkład obrazów w pierwszej, korzystniejszej przestrzeni obserwacji



Rys. 11. Rozkład obrazów w drugiej, mniej korzystnej przestrzeni obserwacji



Rys. 12. Wyniki testów skuteczności działania klasyfikatorów NBV

Oba klasyfikatory nauczyły się bezbłędnie rozpoznawać obrazy używane w procesie ich uczenia. Wyraźnie jednak widać, że klasyfikator trenowany w przestrzeni obserwacji o korzystniejszych własnościach dyskryminacyjnych klas, jest znacznie odporniejszy na zakłócenia wartości cech (danych wejściowych klasyfikatora) niż klasyfikator trenowany w przestrzeni obserwacji o mniej korzystnych własnościach. Zwraca przy tym uwagę fakt, że także klasyfikator trenowany w mniej korzystnej przestrzeni obserwacji wykazuje się,

w obecności niewielkich zakłóceń wartości danych wejściowych, dużą sprawnością, co dowodzi skuteczności stosowanego algorytmu klasyfikacji i jego zdolności do tworzenia skomplikowanych, złożonych kształtów powierzchni decyzyjnych, niezbędnych w tak niesprzyjającej (Rys. 11) rozpoznawaniu przestrzeni obserwacji. Uzyskany margines separacji obrazów jest jednak w tym przypadku niewielki, co skutkuje szybkim spadkiem sprawności rozpoznania w sytuacji występowania coraz to większych zakłóceń wartości cech.

4. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Powierzchnie decyzyjne klasyfikatora NBV składają się z hiperpłaszczyzn, będących granicami stref wpływów poszczególnych wektorów brzegowych (obszarów najbliższych, w sensie wybranej metryki, poszczególnym wektorom brzegowym). Stąd też kluczowe znaczenie w działaniu klasyfikatora NBV ma wyznaczenie, w trakcie jego uczenia, wektorów brzegowych, będących wzorcami poszczególnych klas. W związku z tym klasyfikator NBV jest istotnie wrażliwy na ewentualne błędy w zbiorze uczącym. Wysokie wymagania odnośnie jakości danych uczących wynikają w tym przypadku z zagrożenia, że jeśli wektorem brzegowym zostanie ten wektor uczący, którego przynależność do określonej klasy jest w zbiorze uczącym błędnie określona, to wówczas całe jego otoczenie będzie błędnie klasyfikowane.

Powyższe zastrzeżenie nie zmienia jednak przeświadczenia autora, że klasyfikacja z wykorzystaniem algorytmu najbliższego wektora brzegowego może być użyteczną metodą klasyfikacji obrazów. To przekonanie znajduje swoje uzasadnienie nie tylko w tym, że klasyfikator NBV charakteryzuje się możliwością tworzenia różnorodnych kształtów powierzchni decyzyjnych dając tym samym szansę rozwiązania złożonych zadań klasyfikacyjnych (dane rozłożone wielomodalnie i nieliniowo separowalne). Stosowanie klasyfikatora NBV, w naturalny sposób przystosowanego do rozpoznawania wielu klas, wydaje się być po prostu wygodne ze względu na automatyczny dobór struktury klasyfikatora w toku jego uczenia, które jest mało kłopotliwe ze względu na ograniczenie do minimum problemów decyzyjnych z nim związanych.

Warto mieć jednak świadomość, że zastosowanie nawet najlepszego klasyfikatora nie przyniesie w pełni satysfakcjonujących efektów, gdy przyjdzie mu dokonywać rozpoznawania obrazów w niekorzystnej, pod względem własności dyskryminacyjnych klas, przestrzeni obserwacji. Objawiać się to będzie słabą zdolnością klasyfikatora do uogólniania (generalizowania) nabytej w toku uczenia wiedzy na nowe, nieznanie mu wcześniej oraz „zakłócone” obrazy. Podkreśla to wagę wyboru możliwie najkorzystniejszej, pod

względem własności dyskryminacyjnych klas, przestrzeni obserwacji (wyselekcjonowania najkorzystniejszych cech – parametrów diagnostycznych), którego można dokonać dysponując skutecznymi metodami selekcji informacji diagnostycznej [7].

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2008 – 2011 jako projekt badawczy.

LITERATURA

- [1] Boser B. E., Guyon I. M., Vapnik V. N.: *A training algorithm for optimal margin classifiers*. Fifth Annual Workshop on Computational Learning Theory, pp. 144÷152, Pittsburgh, 1992
- [2] Cempel C.: *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn*. Warszawa, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 1989
- [3] Cholewa W., Moczulski W.: *Sygnaly i symptomy diagnostyczne*. (w: Cempel C., Tomaszewski F. /red./ *Diagnostyka Maszyn. Zasady ogólne. Przykłady zastosowań*. Rozdz. 2, str. 23÷45, Radom, Międzyresortowe Centrum Naukowe Eksploatacji Majątku Trwałego, 1992)
- [4] Cortes C., Vapnik V. N.: *Support vector networks*. Machine Learning, Vol. 20, pp. 273÷297, 1995
- [5] Cristianini N., Shawe-Taylor J.: *An introduction to Support Vector Machines and other kernel-based learning methods*. Cambridge University Press, 2000
- [6] Dasarthy B. V.: *Nearest Neighbor Norms: NN Pattern Classification Techniques*. IEEE Computer Society Press, Los Alamos, CA, 1991
- [7] Dybała J., Radkowski S.: *Geometrical method of selection of features of diagnostic signals*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 21, Issue 2, pp. 761÷779, 2007
- [8] Hecht-Nielsen R.: *Counterpropagation networks*. Applied Optics, Vol. 26, pp. 4979÷4984, 1987
- [9] Hecht-Nielsen R.: *Applications of counterpropagation networks*. Neural Networks, Vol. 1, pp. 131÷139, 1988
- [10] Hertz J., Krogh A., Palmer R.: *Wstęp do teorii obliczeń neuronowych*. Warszawa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1993
- [11] Jankowski N.: *Ontogeniczne sieci neuronowe. O sieciach zmieniających swoją strukturę*. Warszawa, Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT, 2003
- [12] Korbicz J., Obuchowicz A., Uciński D.: *Sztuczne sieci neuronowe. Podstawy i zastosowania*. Warszawa, Akademicka Oficyna Wydawnicza PLJ, 1994
- [13] Osowski S.: *Sieci neuronowe*. Warszawa, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 1994
- [14] Shakhnarovich G., Darrell T., Indyk P. /eds./: *Nearest Neighbor Methods in Learning and Vision: Theory and Practice*. Cambridge, MA, The MIT Press, 2006
- [15] Szczepaniak P. S.: *Obliczenia inteligentne, szybkie przekształcenia i klasyfikatory*. Warszawa, Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT, 2004
- [16] Tadeusiewicz R., Flasiński M.: *Rozpoznawanie obrazów*. Warszawa, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 1991
- [17] Tadeusiewicz R.: *Sieci neuronowe*. Warszawa, Akademicka Oficyna Wydawnicza RM, 1993
- [18] Vapnik V. N.: *The Nature of Statistical Learning Theory*. New York, Springer Verlag, 1995
- [19] Vapnik V. N.: *Statistical Learning Theory*. New York, John Wiley, 1998
- [20] Żółtowski B.: *Modele diagnostyczne maszyn*. (w: Żółtowski B., Cempel C. /red./ *Inżynieria diagnostyki maszyn*. Część I, Rozdz. 5, str. 86÷105, Warszawa, Bydgoszcz, Radom, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji PIB, 2004)



dr inż. **Jacek DYBAŁA** - absolwent Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej oraz Instytutu Organizacji Systemów Produkcyjnych Politechniki Warszawskiej. Adiunkt w Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej. Zajmuje się problematyką związaną z diagnostyką techniczną, wibroakustyką maszyn, przetwarzaniem i analizą sygnałów oraz sztuczną inteligencją. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Sekretarz Naukowy Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn Polskiej Akademii Nauk.

MOŻLIWOŚĆ WYKORZYSTANIA DRGAŃ KADŁUBA SILNIKA W SYSTEMACH OBD W ZAKRESIE MONITOROWANIA WYBRANYCH PARAMETRÓW REGULACYJNYCH

Grzegorz BORUTA

Katedra Mechatroniki, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski
ul. Heweliusza 10, 10-724 Olsztyn, g.boruta@uwm.edu.pl

Streszczenie

Przedstawiono wpływ wybranych parametrów regulacyjnych tłokowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym (kąta wyprzedzenia i ciśnienia wtrysku oraz dawki paliwa) na wybrane parametry sygnału drganiowego rejestrowanego na jego kadłubie i głowicy (wybrane składowe zawarte w widmach amplitudowo-częstotliwościowych przyspieszeń drgań prostopadłych do powierzchni mocowania czujników pomiarowych na kadłubie i głowicy). Przedstawiono również koncepcję (algorytm diagnozowania i konfigurację układu pomiarowo-decyzyjnego) wykorzystania uzyskanych wyników w systemie pokładowego diagnozowania tego silnika w zakresie wykrywania niewłaściwych wartości ciśnienia wtrysku oraz dawki paliwa.

Słowa kluczowe: diagnostyka wibroakustyczna, tłokowy silnik spalinowy o zapłonie samoczynnym, system diagnostyki pokładowej

THE POSSIBILITY OF THE APPLICATION OF ENGINE CRANKCASE VIBRATIONS IN OBD SYSTEMS TO SELECT REGULATIVE PARAMETERS MONITORING

Summary

The influence of select regulative parameters of the Diesel engine (injection advance angle, injection pressure and fuel charge) on select parameters of the vibration signal measured on his crankcase and cylinder head (select spectral components of vibration accelerations perpendicular to measurement sensor clamping surfaces on crankcase and cylinder head) was presented. The idea of the obtained results application in on-board diagnostics system of this engine to the detection of wrong values of the injection pressure and the fuel charge (i.e. the diagnostic algorithm and the measurement-and-analytic device configuration) was presented too.

Keywords: vibroacoustic diagnosing, Diesel engine, OBD system

1. WSTĘP

Dotychczasowe badania możliwości wibroakustycznego diagnozowania tłokowych silników spalinowych napędzających pojazdy skupiały się głównie na poszukiwaniu związków między różnymi parametrami rejestrowanych sygnałów wibroakustycznych a stanami technicznymi wynikającymi ze zużycia eksploatacyjnego tych silników. Obecnie jednak, uwzględniając postęp inżynierii materiałów eksploatacyjnych i konstrukcyjnych tłokowych silników spalinowych, gdy ich trwałość jest porównywalna, a często nawet większa niż trwałość całych pojazdów, w diagnostyce tłokowych silników spalinowych obserwuje się tendencję do skupiania uwagi na zmianach stanu technicznego wynikających nie z ich zużycia eksploatacyjnego, ale z mogących wystąpić rozregulowań i innych usterek wpływających na jakość eksploatacji, w tym na jakość spalania paliwa, determinującą np. zużycie paliwa, toksyczność spalin czy hałaśliwość pracy silnika.

Przykładem zastosowania sygnałów wibroakustycznych do oceny jakości spalania paliwa w silnikach o zapłonie iskrowym (o ZI) są układy sterujące kątem wyprzedzenia zapłonu wykorzystujące czujniki spalania stukowego [3]. Spalaniem stukowym nazywane jest spalanie paliwa inicjowane nie przez kontrolowany zapłon od łuku elektrycznego między elektrodami świecy zapłonowej, ale w efekcie jego samozapalenia się w przypadkowych miejscach komory spalania, w których lokalnie wystąpiły odpowiednio wysokie i wyższe niż podczas normalnego spalania temperatury i ciśnienia mieszaniny palnej powietrza i paliwa (np. benzyny). Spalaniu stukowemu towarzyszą fale podwyższonego ciśnienia ładunku wewnątrz cylindra, które po dotarciu do ścian komory spalania wielokrotnie się od nich odbijają, powodując charakterystyczne wysokoczęstotliwościowe drgania kadłuba silnika. Ponieważ sposób przygotowania mieszanki palnej i spalania w silniku o zapłonie samoczynnym (o ZS) wykorzystuje właśnie takie spalanie (inicjowane samozapaleniem się paliwa (np. oleju napędowego)

w przypadkowych miejscach komory spalania, w których lokalnie wystąpiły odpowiednio wysokie temperatury i ciśnienia mieszaniny palnej), występowanie fal podwyższonego ciśnienia ładunku wewnątrz cylindra jest w takich silnikach typowe [6, 7] i obecnie stosowane elektroniczne urządzenia sterujące kątem wyprzedzenia wtrysku paliwa w silnikach o ZS działają na innej zasadzie, niewykorzystującej czujników spalania stukowego [3].

Dany stan techniczny silnika określają wartości jego parametrów struktury [2]. Parametrami regulacyjnymi silnika są takie parametry struktury, których wartości można zmieniać w pewnych zakresach określonych w instrukcji jego eksploatacji podczas wykonywania obsługi technicznych. Parametrami regulacyjnymi tłokowego silnika spalinowego o ZS są np. luz zaworowy, kąt wyprzedzenia i ciśnienie wtrysku oraz dawka paliwa, napięcie pasków klinowych, luzy w układzie sterowania pompą wtryskową czy napięcie sprężyn w regulatorze prędkości obrotowej [4]. Głównymi parametrami regulacyjnymi determinującymi jakość spalania paliwa są kąt wyprzedzenia i ciśnienie wtrysku oraz dawka paliwa. Badania niezawodności pojazdów napędzanych przez silniki o ZS pokazują jednocześnie, że właśnie te parametry są jednymi z parametrów struktury najczęściej ulegających niepożądanym zmianom w trakcie eksploatacji pojazdów [8].

Hałaśliwość pracy silnika o ZS, nazywana także „twardością” pracy, jest związana z dużą prędkością wzrostu ciśnienia, towarzyszącą samozapłonem i kinetycznemu (wybuchowemu) spalaniu paliwa w cylindrach [6, 7]. Zauważono, że nadmierna prędkość wzrostu ciśnienia (przekraczająca około $0,5 \text{ MPa}/1^\circ$ obrotu wału korbowego) powoduje charakterystyczne, metaliczne, głośnie i wyraźnie słyszalne stuki. Występowanie tych stuków nie jest w pełni wyjaśnione i tłumaczy się wzajemnymi uderzeniami o siebie elementów układu tłokowo-korbowego silnika dociskanych do siebie z siłą pokonującą ciśnienie w filmie olejowym w ich skojarzeniach. Im więcej paliwa utworzy spalaną kinetycznie jednofazową mieszaninę palną z powietrzem (np. w wyniku zbyt wczesnego rozpoczęcia wtryskiwania paliwa do cylindrów), tym więcej paliwa ulega spalaniu kinetycznemu i gwałtowniej narasta ciśnienie oddziałujące na ściany komory spalania, w tym na tłok, i wzrasta poziom drgań generowanych podczas pracy układu tłokowo-korbowego (silnik pracuje bardziej „twardo”).

Na „twardość” pracy wielocylindrowego silnika o ZS wpływa też nierównomierność pracy jego cylindrów. W przypadku wystąpienia zróżnicowania jakości pracy poszczególnych cylindrów, wywołanej różnicami jakości wtryskiwania i ilości wtryskiwanego paliwa (np. w wyniku zróżnicowania ciśnień wtrysku i dawek paliwa dla poszczególnych cylindrów) zaburzeniu ulegnie wpływ poszczególnych cylindrów na wytworzenie

sumarycznego momentu obrotowego silnika. Ponieważ silniki wielocylindrowe są konstruowane tak, aby praca poszczególnych cylindrów była równomiernie rozłożona w czasie trwania pełnego cyklu pracy silnika, to nierównomierne dawkowanie paliwa spowoduje, że część cylindrów wytwarzać będzie inny moment obrotowy niż pozostałe. Wywoła to dodatkowe zwiększenie obciążeń przenoszonych przez elementy układu tłokowo-korbowego i może objawiać się większym poziomem drgań generowanych podczas pracy tego układu.

2. EKSPERYMENT DIAGNOSTYCZNY

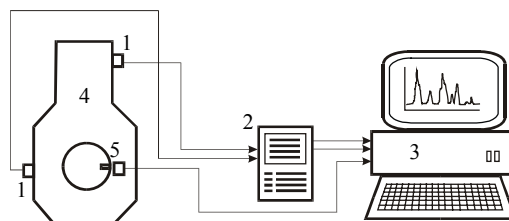
W celu określenia związków pomiędzy wybranymi symulowanymi stanami technicznymi badanego silnika (z różnymi wartościami kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa do cylindrów (nominalną i zmniejszoną) oraz z różnymi wartościami ciśnienia wtrysku i dawki paliwa do jednego, wybranego (w opisywanym eksperymencie drugiego) cylindra (nominalnymi i zmniejszonymi) a wybranymi miarami sygnałów wibroakustycznych rejestrowanych na jego kadłubie pod kątem możliwości ich wykorzystania w pokładowym systemie diagnostycznym pojazdu przeprowadzono czynny eksperyment diagnostyczny [1]. Obiektem badań był rzędowy, sześciocylindrowy, niedoładowany silnik o ZS typu S359, zasilany w paliwo przez rzędową, sześciotłoczkową pompę wtryskową typu P76-15u/M z mechanicznym dwuzakresowym regulatorem prędkości obrotowej typu R8E-20 oraz wyposażony we wtryskiwacze typu W1F-01 z rozpylaczem trzyotworowym typu D1LMK148/1. Fabryczne nastawy regulatora pompy wtryskowej powinny zapewniać utrzymywanie wartości prędkości obrotowej biegu jałowego w zakresie $500 \div 650 \text{ obr}/\text{min}$, a więc czas trwania jednego obrotu wału korbowego badanego silnika pracującego z tą prędkością obrotową nie powinien być dłuższy niż $0,12 \text{ s}$. Symulowanie niewłaściwych wartości parametrów regulacyjnych realizowano poprzez ich zmniejszanie, gdyż ten kierunek zmian przyjęto jako bardziej prawdopodobny na podstawie analizy działania badanego silnika i typowych zmian jego stanu technicznego spowodowanych eksploatacją [4]. Badania wykonano dla silnika rozgrzanego do temperatur eksploatacyjnych, nieobciążonego zewnętrznymi oraz pracującego z prędkością obrotową biegu jałowego, czyli dla warunków zachodzących między innymi podczas postojów pojazdu związanych z organizacją ruchu drogowego (ustępowanie pierwszeństwa, zatrzymanie przed czerwonym światłem itp. powszechnych sytuacji, zwłaszcza w ruchu miejskim).

W trakcie badań jednocześnie rejestrowano sygnały drganiowe (przebiegi czasowe przyspieszeń drgań prostopadłych do powierzchni montażu czujników drgań) oraz strobuujące, niezbędne do uśrednienia synchronicznego sygnałów

drganiowych. Uśrednianie synchroniczne jest powszechnie stosowaną techniką ograniczania wpływu zmian prędkości obrotowej wirującego elementu na parametry widmowe sygnałów wibroakustycznych rejestrowanych dla maszyn z takim wirującym elementem (tu: wałem korbowym w tłokowym silniku spalinowym) [5]. Technika ta polega na analizie sygnału wibroakustycznego o długości równej czasowi trwania określonej liczby obrotów wirującego elementu, wyznaczonemu na podstawie przebiegu sygnału strobowego. Jej etapami są w skrócie: wydzielenie z przebiegu czasowego sygnału wibroakustycznego odcinków rozpoczynających się w chwilach przyjętych za początki „okresów” sygnału strobowego i o długości równej czasowi trwania najkrótszego takiego „okresu”, uśrednienie wartości przebiegu czasowego sygnału wibroakustycznego dla określonej liczby występujących po sobie takich wydzielonych odcinków oraz odpowiednie powielenie otrzymanego uśrednionego przebiegu czasowego i otrzymanie sygnału wibroakustycznego o długości wymaganej dla przeprowadzanej dalszej analizy tego sygnału. Pewną wadą uśredniania synchronicznego jest występowanie w otrzymywanych dyskretnych widmach sygnału wibroakustycznego niezerowych składowych tylko dla częstotliwości będących całkowitymi wielokrotnościami przyjętej częstości obrotów wirującego elementu f_w . W trakcie badań sygnały drganiowe uśredniano dla 20 obrotów wału korbowego. Korzystano z układu pomiarowego, którego schemat pokazano na rys. 1 [1]. Sygnały rejestrowano przez 5 s, a więc czas ponad dwukrotnie dłuższy od czasu trwania 20 obrotów wału korbowego (potem, w trakcie opracowywania wyników (uśredniania synchronicznego) wybierano z nich odpowiednie fragmenty), próbując je z częstotliwością 10 kHz. Na ich podstawie wyznaczono dyskretne widma amplitudowo-częstotliwościowe przyspieszeń drgań uśrednionych synchronicznie w zakresie 0÷2000 Hz z rozdzielczością około 0,04 Hz (dzięki 250-krotnemu powieleniu otrzymanego uśrednionego przebiegu czasowego sygnału drganiowego, dającemu ok. 25-cio sekundowy przebieg czasowy tego sygnału), zależnie od przyjętego czasu trwania jednego obrotu wału korbowego badanego silnika.

Sygnały drganiowe rejestrowano za pomocą piezoelektrycznych ładunkowych czujników drgań typu B&K 4384, przykręconych do otworów wykonanych w nadlewie technologicznym, znajdującym się na wysokości osi wału korbowego z prawej strony kadłuba badanego silnika, oraz w głowicy, w osi drugiego cylindra po lewej stronie silnika tuż przy połączeniu głowicy z kadłubem. Otrzymane sygnały ładunkowe były przetwarzane na sygnały napięciowe i wzmacniane we wzmacniaczu ładunku typu B&K NEXUS. Sygnał strobowy otrzymywano z czujnika fotoelektrycznego produkcji Zakładu Elektroniki Pomiarowej

Wielkości Nielektrycznych umieszczonego na jednym z końców wału korbowego. Sygnały rejestrowano i przetwarzano za pomocą układu analityczno-pomiarowego typu Roadrunner firmy Skalar Instruments.



Rys. 1. Schemat układu pomiarowego do wibroakustycznego diagnozowania tłokowego silnika spalinowego [1]. 1 – czujniki przyspieszeń drgań, 2 – wzmacniacz ładunku, 3 – układ pomiarowo-analityczny, 4 – badany silnik, 5 – czujnik prędkości obrotowej wału korbowego

W wyniku przeprowadzonych badań i analiz stwierdzono, że w otrzymanych widmach amplitudowo-częstotliwościowych najwyższe składowe występują dla częstotliwości 3 i $6f_w$, przy czym obserwowane zmiany wielkości tych składowych są bardzo niewielkie (osiągają wartość około 2÷3%). Bardzo wyraźne są za to zmiany składowej rzędu $124f_w$. Składowa ta, ale tylko dla stanów technicznych z niezmiennymi ciśnieniem wtrysku i dawką paliwa do drugiego cylindra, jest wyraźnie wyższa niż wszystkie pozostałe, sąsiednie, niewielkie składowe i osiąga wielkość składowej rzędu $6f_w$ w widmach sygnałów drganiowych zarejestrowanych na głowicy oraz dwukrotną wielkość składowej rzędu $6f_w$ (a więc połowę wielkości najwyższej składowej rzędu $3f_w$) w widmach sygnałów drganiowych zarejestrowanych na kadłubie silnika. Obserwowane zaniknięcie analizowanej składowej na tle składowych sąsiednich może wynikać z cyfrowego sposobu rejestracji sygnału drganiowego. Rejestrując cyfrowo sygnał pobiera się jego wartości w ustalonych i wynikających z częstotliwości próbkowania chwilach czasu. Zmiana wartości parametrów regulacyjnych silnika może spowodować takie zmiany rejestrowanego sygnału drganiowego uśrednionego synchronicznie (w którego widmie występują niezerowe składowe tylko dla częstotliwości będących całkowitymi wielokrotnościami częstości obrotów wału korbowego), dla których pewne składowe widmowe tego sygnału przestają być widoczne. Nie oznacza to jednak, że część sygnału zanika w efekcie zmian wartości parametrów regulacyjnych, ale że przestaje być widoczna, bo albo rzeczywiście zanika, albo tylko zmienia swoje położenie w czasie – przesuwają się na osi czasu w miejsce pomiędzy chwilami, dla których pobierana jest próbka sygnału. Na rys. 2 przedstawiono otrzymane dyskretne widma amplitudowo-częstotliwościowe sygnałów drganiowych uśrednionych synchronicznie

zarejestrowanych na głowicy i kadłubie silnika dla nominalnych wartości analizowanych parametrów regulacyjnych. Na rys. 3 przedstawiono fragmenty takich widm otrzymanych dla sygnałów zarejestrowanych na kadłubie silnika dla wszystkich stanów regulacyjnych. Fragmenty te zawierają analizowaną składową rzędu $124 f_w$, która dla różnych wartości prędkości obrotowych wału korbowego silnika (ok. $580 \div 640$ obr/min), ustalanych przez regulator biegu jałowego w pompie wtryskowej, występowała na częstotliwościach od ok. 1,2 do ok. 1,32 kHz.

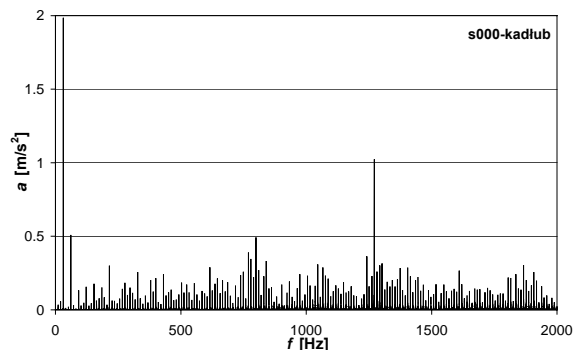
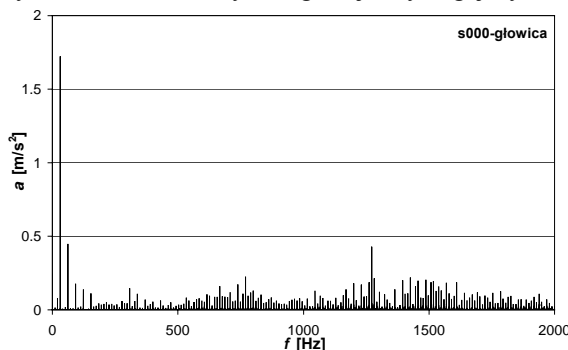
3. KONCEPCJA METODY DIAGNOSTYCZNEJ

Z zaprezentowanych wyników badań wynika, że zmiany wartości składowej widmowej rzędu $124 f_w$, występującej w otrzymanych widmach sygnałów drganiowych uśrednionych synchronicznie z okresem równym przyjętemu czasowi trwania kolejnych obrotów wału korbowego, zarejestrowanych na silniku rozgrzanym do temperatur eksploatacyjnych i pracującym na biegu jałowym, szczególnie sygnałów zarejestrowanych w pobliżu wału korbowego, pozwalają na wykrycie wystąpienia zbyt małego ciśnienia wtrysku lub zbyt małej dawki paliwa do któregoś cylindra (bez możliwości stwierdzenia, który z tych parametrów regulacyjnych uległ zmniejszeniu i bez możliwości wskazania, dla którego cylindra to zmniejszenie zaszło) w przypadku zmniejszenia się tej składowej do poziomu niewyróżniającego jej na tle składowych sąsiednich [1].

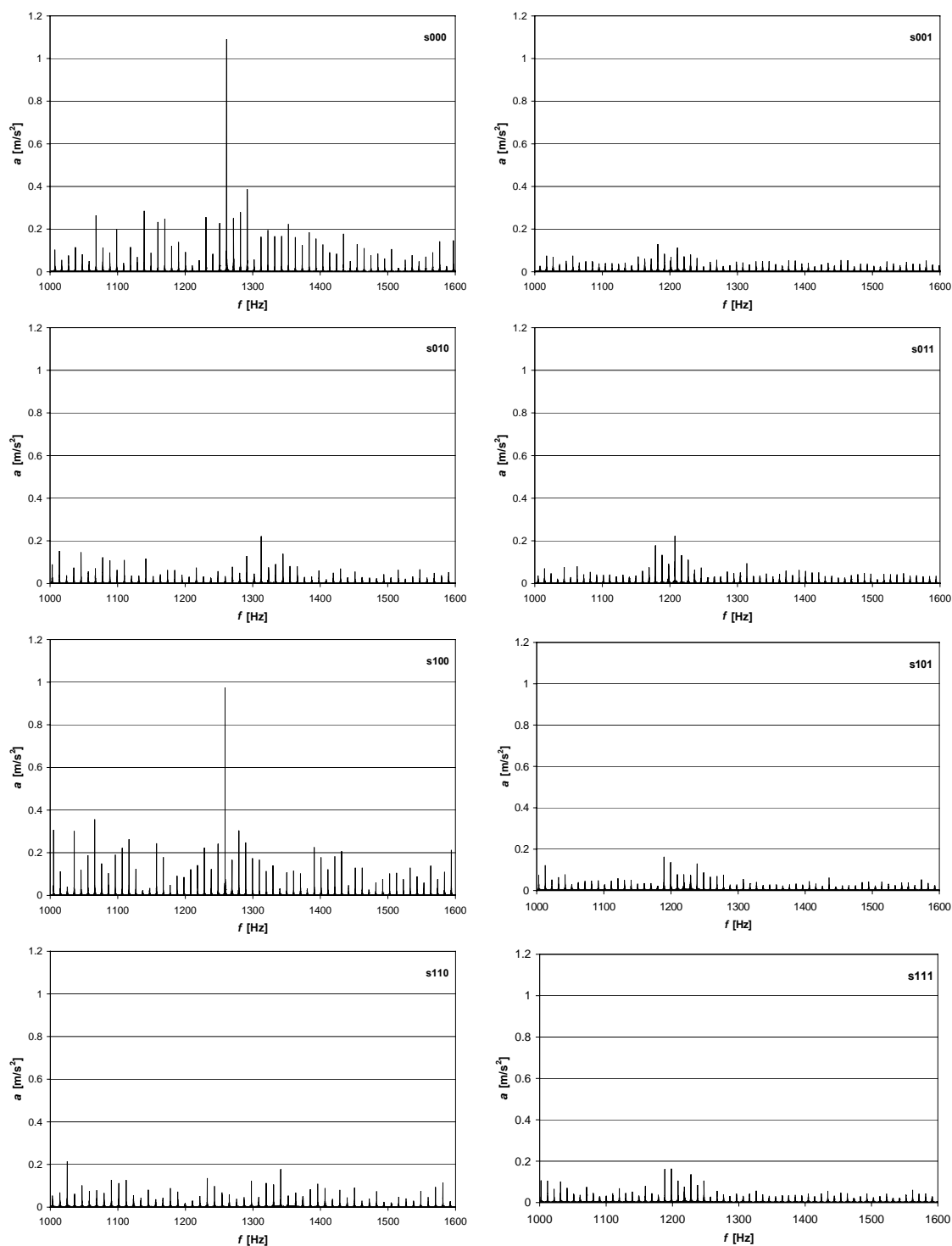
Zakres uzyskanej diagnozy („parametry regulacyjne są nominalne” albo „ciśnienie wtrysku lub dawka paliwa do któregoś cylindra są mniejsze od nominalnych”) jest stosunkowo wąski, ale wystarczający na sygnalizowanie przez odpowiedni monitor pokładowego systemu diagnostycznego konieczności zgłoszenia pojazdu do serwisu w celu dokładnego, warsztatowego diagnozowania i wykonania ewentualnych regulacji, wymagających

odpowiednich czynności demontażowo-montażowych. Proponowana procedura diagnozowania jest stosunkowo prosta i można ją łatwo zaimplementować w systemach diagnostyki pokładowej pojazdów napędzanych przez silniki o ZS, wykorzystując już obecne w takich systemach elementy śledzące prędkość obrotową wału korbowego i uzupełniając te systemy o odpowiednie elementy pozwalające na pomiar sygnałów drganiowych (złożone z odpowiedniego czujnika drgań i wzmacniaczy) i ich uśrednienie synchroniczne oraz podejmujące odpowiednie decyzje diagnostyczne zgłaszane użytkownikowi pojazdu (złożone z filtrów pasmowych i odpowiednio oprogramowanego procesora).

Proponowany algorytm procedury diagnozowania pokładowego jest następujący [1]. Po uruchomieniu silnika pokładowy system diagnostyczny zaczyna monitorować stan silnika, w tym temperatury cieczy chłodzącej i oleju silnikowego. Po rozgrzaniu silnika do temperatur eksploatacyjnych i wykryciu pracy silnika z prędkością biegu jałowego, uruchamiany byłby monitor rejestrujący i odpowiednio przetwarzający sygnały pochodzące z czujników drgań i prędkości obrotowej wału korbowego oraz na podstawie uzyskanych wyników wnioskujący o stanie monitorowanych parametrów regulacyjnych. W przypadku wykrycia niewłaściwego stanu technicznego monitor sygnalizowałby to kierowcy odpowiednim komunikatem wyświetlanym na ekranie systemu diagnostycznego albo zapaleniem odpowiedniej lampki kontrolnej. W przypadku zbyt krótkiej pracy silnika z prędkością biegu jałowego (krótszej niż czas potrzebny na wykonanie przez wał korbowy silnika 20 obrotów w warunkach ustabilizowanej pracy na biegu jałowym), spowodowanej np. zachowaniem się kierowcy, działanie tego monitora byłoby oczywiście przerywane



Rys. 2. Widma amplitudowo-częstotliwościowe sygnałów drganiowych uśrednionych synchronicznie zarejestrowanych na głowicy i kadłubie silnika dla nominalnych wartości analizowanych parametrów regulacyjnych



Rys. 3. Fragmety widm amplitudowo-częstotliwościowych sygnałów drganiowych uśrednionych synchronicznie zawierających składową rzędu $124 f_w$ zarejestrowanych na kadłubie silnika dla:

- s000 – nominalnych wartości analizowanych parametrów regulacyjnych,
- s001 – zmniejszonej wartości dawki paliwa,
- s010 – zmniejszonej wartości ciśnienia wtrysku,
- s011 – zmniejszonych wartości ciśnienia wtrysku i dawki paliwa,
- s100 – zmniejszonej wartości kąta wyprzedzenia wtrysku,
- s101 – zmniejszonych wartości kąta wyprzedzenia wtrysku i dawki paliwa,
- s110 – zmniejszonych wartości kąta wyprzedzenia wtrysku i ciśnienia wtrysku,
- s111 – zmniejszonych wartości wszystkich zmienianych parametrów regulacyjnych.

Układ pomiarowy realizujący ten algorytm powinien się składać z takich samych elementów jak układ stosowany podczas realizacji prezentowanych badań (z ograniczeniem do rejestracji sygnału drganiowego tylko na kadłubie silnika), to jest z dwóch torów pomiarowych i układu (urządzenia) analityczno-pomiarowego. Pierwszy z torów pomiarowych, do rejestracji przyspieszeń drgań, powinien zawierać ładunkowy, piezoelektryczny czujnik przyspieszeń drgań o temperaturze pracy przynajmniej do 150°C z liniową charakterystyką w zakresie 0÷4 kHz i współpracujący z nim wzmacniacz ładunku. Czujnik drgań należy zamontować na stałe za pomocą wkrętu po wcześniejszym wykonaniu odpowiedniego gwintowanego otworu w kadłubie silnika (np. w nadlewach technologicznych na wysokości osi wału korbowego). Drugi z torów pomiarowych powinien być dowolnym urządzeniem współpracującym z urządzeniem analityczno-pomiarowym i generującym sygnał strobulujący raz na jeden obrót wału korbowego. Układ analityczno-pomiarowy powinien pozwalać na jednoczesną rejestrację sygnału drganiowego i strobulującego przynajmniej przez czas trwania 20 obrotów wału korbowego silnika pracującego z ustabilizowaną prędkością biegu jałowego poprzez ich próbkowanie z częstotliwością 10 kHz w paśmie do 2 kHz, na uśrednienie synchroniczne sygnału drganiowego, na wyznaczenie dyskretnych widm amplitudowo-częstotliwościowych z rozdzielczością wynikającą z 250-krotnego powielenia otrzymanego okresu sygnału drganiowego uśrednionego synchronicznie oraz na wyznaczanie maksymalnych wartości uzyskanych składowych widmowych zawartych w trzech sąsiednich pasmach: od nie mniej niż 200 Hz do 1000 Hz, od 1000 do 1400 Hz i od 1400 Hz do nie więcej niż 2000 Hz, przy czym skrajne pasma powinny mieć długość przynajmniej kilkudziesięciu Hz, aby obejmowały przynajmniej kilka składowych widmowych występujących w widmach sygnałów drganiowych uśrednionych synchronicznie jako całkowite wielokrotności przyjętej częstości obrotów wału korbowego.

4. WNIOSKI

Śledzenie wartości wybranych składowych widmowych sygnałów drganiowych uśrednionych synchronicznie zarejestrowanych na kadłubie tłokowego silnika spalinowego o ZS pozwala na wykrycie zmian pewnych parametrów regulacyjnych (np. nierównomierności ciśnienia wtrysku i dawki paliwa do poszczególnych cylindrów silnika). Na obecnym etapie badań uzyskiwana diagnoza jest diagnozą jakościową. Opracowanie odpowiedniej

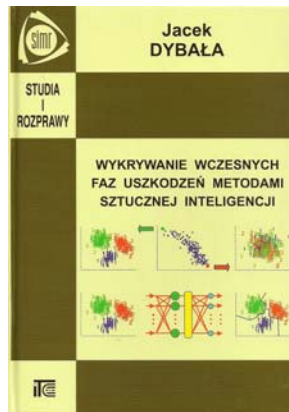
metody diagnozowania dającej informacje ilościowe (tzn. jak duże są te rozregulowania, dla którego z cylindrów wystąpiły) oraz opracowanie odpowiednich metod diagnozowania innych parametrów regulacyjnych silnika wymaga prowadzenia dalszych badań.

LITERATURA

- [1] Boruta G.: *Analiza informacji diagnostycznej zawartej w sygnale wibroakustycznym o parametrach regulacyjnych tłokowego silnika spalinowego*, Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, 2006
- [2] Hebda M., Niziński S., Pelc H.: *Podstawy diagnostyki pojazdów mechanicznych*, Warszawa, WKiŁ, 1980
- [3] Herner A., Riehl H. J.: *Elektrotechnika i elektronika w pojazdach samochodowych*, Warszawa, WNT, 2003
- [4] Kocia B., Kukliński Z., Łukowski Z., Pałacha R., Zapłóński W.: *Budowa i naprawa samochodów STAR 266 i pochodnych*, Warszawa, Wydawnictwo Przemysłu Maszynowego „WEMA”, 1988
- [5] Mączak J.: *Wykorzystanie zjawiska modulacji sygnału wibroakustycznego w diagnozowaniu przekładni o zębach śrubowych*, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, 1998
- [6] Niewiarowski K.: *Tłokowe silniki spalinowe*, Warszawa, WKiŁ, 1983
- [7] Zabłocki M.: *Wtrysk i spalanie paliwa w silnikach wysokoprężnych*, Warszawa, WKiŁ, 1976
- [8] Zespół IPM WAT: *Sprawozdanie końcowe z realizacji pracy naukowo-badawczej na temat „Badania eksperymentalne samochodów produkcji FSC - Starachowice. Wyniki eksploatacyjnych badań niezawodności samochodów skrzyniowych STAR-200 z serii próbnej*, Warszawa, Wojskowa Akademia Techniczna, 1980



Dr inż. **Grzegorz BORUTA**
 adiunkt w Katedrze
 Mechatroniki Wydziału
 Nauk Technicznych
 Uniwersytetu Warmińsko-
 Mazurskiego w Olsztynie.
 W pracy naukowej
 i dydaktycznej zajmuje się
 zagadnieniami związanymi
 z eksploatacją pojazdów,
 w tym z diagnostyką
 techniczną.



Jacek DYBAŁA

*Wykrywanie wczesnych
faz uszkodzeń metodami
sztucznej inteligencji*

ITE, Radom, 2008

W pracy podjęto zagadnienie diagnozowania obiektów technicznych metodami rozpoznawania obrazów. Na wstępie wykazano, że nieinwazyjne rozpoznanie stanu obiektu wymaga wykorzystania takich cech rejestrowanych sygnałów, które niosą wartościową informację z punktu widzenia jej przydatności w założonej klasyfikacji stanu obiektu. Rodzi to potrzebę powstania skutecznych metod selekcji informacji diagnostycznej, na tyle wnikliwych, aby mogły podołać zwiększającym się wymaganiom diagnostycznym, czego przykładem może być coraz powszechniejszy postulat detekcji uszkodzeń w jak najwcześniejszym stadium ich rozwoju. Zwrócono również uwagę na fakt, że w przypadku skomplikowanych obiektów technicznych jawne określenie relacji diagnostycznych bywa często istotnie utrudnione, ze względu na złożoność obiektu i brak wystarczającej wiedzy o strukturze obiektu oraz własności losowe procesów eksploatacji i niepełną, niepewną informację o przebiegu zjawiska czy procesu. Takie sytuacje skłaniają do sięgania po rozwiązania z dziedziny sztucznej inteligencji.

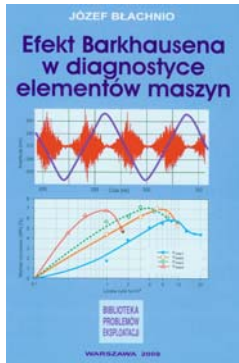
Monografia przedstawia wyniki prac naukowych autora związanych z wykorzystaniem metod sztucznej inteligencji w diagnostyce technicznej.

Prace te służyły efektywnemu rozwiązaniu dwóch kluczowych zadań związanych z diagnozowaniem: zadania oceny użyteczności i w konsekwencji wyboru optymalnych, z punktu widzenia założonej klasyfikacji stanu, cech rejestrowanych sygnałów (parametrów diagnostycznych), na bazie których realizowane będzie rozpoznawanie stanu obiektu i zadania budowy modułu wnioskującego (klasyfikatora), przeprowadzającego rozpoznanie stanu obiektu na podstawie wybranych parametrów diagnostycznych.

W monografii zamieszczono krótki przegląd podstawowych metod i środków sztucznej inteligencji mający na celu przedstawienie tła i korzeni opracowanych rozwiązań. Zaprezentowane zostały także wybrane klasyfikatory dokonujące rozpoznawania obrazów, z których autor czerpał inspiracje do swoich prac.

Główną część monografii poświęcono omówieniu opracowanych metod selekcji cech i klasyfikacji obrazów. Znalazła tutaj swój opis zarówno oryginalna podprzestrzeniowo zorientowana geometryczna metoda selekcji cech (ang. Subspace-oriented Geometrical Feature Selection method), jak i oryginalny klasyfikator NBV (ang. Nearest Boundary Vector classifier).

Duża część monografii została poświęcona przedstawieniu wyników testów działania opracowanych przez autora rozwiązań (zrealizowanych praktycznie w postaci procedur środowiska MATLAB) na danych symulacyjnych. Obszernie zaprezentowano także wybrane przykłady wykorzystania nowych metod selekcji cech i klasyfikacji obrazów w diagnostyce określonych obiektów technicznych. Monografię zamyka podsumowanie wraz z wytyczonymi kierunkami dalszych badań naukowych.



Józef BŁACHNIO

Efekt Barkhausena w diagnostyce elementów maszyn

Biblioteka problemów eksploatacji, 2009

Monografia jest przeznaczona dla badaczy zajmujących się zjawiskami magnetosprężystymi, zwłaszcza efektem Barkhausena, inżynierów z zakresu areologii, inżynierii materiałowej i wytrzymałości materiałów.

Podstawowymi zadaniami stawianymi systemom technicznym - człowiek, maszyna, otoczenie są: zapewnienie wysokiego poziomu efektywności, niezawodności i bezpieczeństwa działania oraz dużej trwałości i żywotności. Współczesne maszyny charakteryzują się dużym stopniem złożoności zespołów i instalacji, co korzystnie wpływa na ich efektywność w trakcie użytkowania. Niestety, ma to jednocześnie niekorzystny wpływ na niezawodność, a niekiedy nawet na bezpieczeństwo działania. Zagrożenie bezpieczeństwa pracy ludzi ze strony techniki następuje wskutek powstania odpowiednio silnego czynnika powodującego uszkodzenie elementów (podzespołów) maszyn. Jeśli w wyniku tego uszkodzenia zostanie przekroczona granica „nieuchronności wypadku”, wówczas dochodzi do zdarzenia (awarii, wypadku, katastrofy), które jest zdarzeniem losowym. Uszkodzenia maszyn pociągają za sobą znaczne straty związane z wyprowadzeniem ich ze stanu gotowości do wykonywania zadań i koniecznością naprawy lub wymiany. Zapewnienie wysokiego poziomu efektywności, niezawodności i bezpieczeństwa działania maszyn wymaga operatywnego i efektywnego ustalenia przyczyn pierwotnych uszkodzeń, inicjujących niebezpieczne zdarzenia.

Szczególnie niebezpieczne są przypadki nagłego uszkodzenia, np. spowodowanego zmęczeniem materiału. Z reguły doprowadzają one do nagłego wyjścia maszyny z użytkowania oraz niekiedy do niebezpiecznego zdarzenia. Dotychczas nie ma możliwości przewidywania stanu zmęczenia materiału elementów maszyn. Nadal aktualny jest problem opracowania i wdrożenia odpowiedniej metody umożliwiającej bieżącą ocenę stanu stopnia zmęczenia elementów maszyn, a następnie na tej podstawie określenia momentu przerwania ich użytkowania wskutek osiągnięcia stanu granicznego. Realne wydaje się określenie stopnia zmęczenia elementów maszyn oraz prognozowanie bliskości wystąpienia mikropęknięcia przez pomiar wielkości fizycznej charakteryzującej zmiany naprężeń własnych oraz zmiany zachodzące w mikrostrukturze materiału.

W rozdziale pierwszym niniejszej monografii dokonano charakterystyki warstwy wierzchniej elementów maszyn oraz metod badań mikrostruktury i naprężeń własnych. Opisano właściwości warstwy wierzchniej, zwłaszcza mikrostrukturę i naprężenia własne oraz twardość. Scharakteryzowano nieniszczące metody badań mikrostruktury materiału, uwzględniając metody magnetyczne. Opisano metody pomiaru naprężeń własnych niszczące oraz nieniszczące, takie jak: optyczne, emisji termicznej, akustycznej interferometrii holograficznej i akustycznej interferometrii widmowej, rentgenograficzną, dyfrakcji neutronowej, ultradźwiękową oraz magnetyczne.

W kolejnym rozdziale pracy przeanalizowano właściwości magnetyczne materiałów. Opisano zachowanie magnetyczne materiałów: diamagnetyków, paramagnetyków, ferromagnetyków, antyferromagnetyków oraz ferrimagnetyków.

W rozdziale trzecim przedstawiono układy pomiarowe do detekcji i analizy sygnału efektu Barkhausena (SEB).

W rozdziale czwartym omówiono wpływ warunków eksperymentu na stan namagnesowania elementu badań oraz na parametry sygnału efektu Barkhausena. Dokonano analizy doboru wartości parametrów pomiarowych w przyrządach badawczych, tj.: optymalnego zakresu prądu magnesującego, wpływu częstotliwości magnesowania na dobór prądu magnesującego i na parametry SEB oraz przeprowadzono analizę optymalizacji parametrów nastawianych w przyrządach pomiarowych.

Metodę badania naprężeń o wartości uśrednionej z określonej głębokości warstwy wierzchniej elementu maszyny opisano w rozdziale piątym. W rozdziale tym opisano również sposób i wyniki badania jednoosiowego stanu naprężenia o wartości uśrednionej z określonej głębokości z wykorzystaniem opracowanej funkcji kalibracji.

W rozdziale szóstym zaprezentowano nowo opracowaną nieniszczącą metodę badań rozkładu naprężeń w funkcji głębokości warstwy wierzchniej, bazującej na falkowej analizie SEB.

W rozdziale siódmym przedstawiono wyniki badań właściwości struktury warstwy wierzchniej metodą efektu Barkhausena. Zaprezentowano wpływ właściwości mikrostruktury stali, tj.: wielkości ziarna, zawartości węgla, rodzaju struktury, twardości oraz parametrów obróbki cieplnej.

W rozdziale ósmym omówiono wyniki badania zależności pomiędzy stanem zmęczenia materiału a poziomem szumu Barkhausena.

W rozdziale dziewiątym pracy przedstawiono wyniki badań wpływu stopnia zmęczenia materiału na stan struktury dyslokacyjnej i koncentrację wakansów.

Diagnostyka

Obszar zainteresowania czasopisma to:

- ogólna teoria diagnostyki technicznej
- eksperymentalne badania diagnostyczne procesów i obiektów technicznych;
- modele analityczne, symptomowe, symulacyjne obiektów technicznych;
- algorytmy, metody i urządzenia diagnozowania, prognozowania i genezowania stanów obiektów technicznych;
- metody detekcji, lokalizacji i identyfikacji uszkodzeń obiektów technicznych;
- sztuczna inteligencja w diagnostyce: sieci neuronowe, systemy rozmyte, algorytmy genetyczne, systemy ekspertowe;
- diagnostyka energetyczna systemów technicznych;
- diagnostyka systemów mechatronicznych i antropotechnicznych;
- diagnostyka procesów przemysłowych;
- diagnostyczne systemy utrzymania ruchu maszyn;
- ekonomiczne aspekty zastosowania diagnostyki technicznej;
- analiza i przetwarzanie sygnałów.

Topics discussed in the journal:

- General theory of the technical diagnostics,
- Experimental diagnostic research of processes, objects and systems,
- Analytical, symptom and simulation models of technical objects,
- Algorithms, methods and devices for diagnosing, prognosis and genesis of condition of technical objects,
- Methods for detection, localization and identification of damages of technical objects,
- Artificial intelligence in diagnostics, neural nets, fuzzy systems, genetic algorithms, expert systems,
- Power energy diagnostics of technical systems,
- Diagnostics of mechatronic and antropotechnic systems,
- Diagnostics of industrial processes,
- Diagnostic systems of machine maintenance,
- Economic aspects of technical diagnostics,
- Analysis and signal processing.

Wszystkie opublikowane artykuły uzyskały pozytywne recenzje wykonane przez niezależnych recenzentów.

All the published papers were reviewed positively by the independent reviewers.

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

www.ai-meth.polsl.pl

AI-METH 2009

Symposium on
Methods of Artificial Intelligence

18 - 20 November 2009
Gliwice, Poland

First Announcement



Organized by

Department of Fundamentals of Machinery Design
and
Department for Strength of Materials
and Computational Mechanics
at the Silesian University of Technology, Gliwice, Poland

Akademia Marynarki Wojennej
Wydział Mechaniczno-Elektryczny
Katedra Siłowni Okrętowych



XXX SYMPOZJUM
SIŁOWNI OKRĘTOWYCH



19 – 20 LISTOPADA
Gdynia

KOMUNIKAT NR 2

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.

Wtyczne 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.