

## ČASOVÝ PRIEBEH PORUCHOVÉHO A BEZPORUCHOVÉHO ROTORA

### TIME BEHAVIOUR OF THE FAULT AND NO-FAULT ROTOR

Liberios Vokorokos<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Faculty of Electrical Engineering and Informatics, Technical university of Košice,  
Department of Computers and Informatics, Letná 9, 042 00 Košice, Slovakia,  
Tel.: +421 55 602 4005, E-mail: Liberios.Vokorokos@tuke.sk

**Abstrakt:** V tomto článku sa venujeme reakcii systému pozorovaného rotora, ktorý je modelom metódy konečných prvkov v určitom čase. Časový priebeh poruchových a bezporuchových riadiacich jednotiek (hriadel'ov) s rôznymi miestami výskytu poruchy zobrazuje dynamické správanie. V tomto prípade sa zohľadňujú účinky vlastnej hmotnosti a nerovnováhy. Takto možno indukovaný systém považovať za nominálny signál v závislosti od amplitúdy harmonickej alebo segmentovanej odchýlky. Model metódy konečných prvkov sa chápe ako „experimentálny“ výskum dynamického správania systému vtedy, ak sa nejedná ani o dekompozíciu systémového usporiadania, ani o presné systémové reakcie.

**Kľúčové slová:**

**Abstract:** In the article presented we deal with the behaviour system of an observed rotor being the model of the finite element method at certain time. Time behaviour of faulty and failure-free controlling units (shaft) with different fault places representing dynamic behaviour. In such a case there are the effects of the own weight and unbalance. Thereafter this induced system is considered the nominal signal depending on the amplitude of harmonic or segmenting aberration. Model of the finite element method is the "experimental" investigation of the dynamic system behaviour if it is neither the decomposition of systemic arrangement nor the accurate systemic reactions.

**Key words:**

#### 1. ÚVOD

Nie je možné predvídať a napláňovať všetky možné prípady porúch. Na jednej strane stojí a priori urobené opatrenie, ktoré je výsledkom minulých skúseností, na strane druhej sa objavujú deterministicky alebo stochasticky

#### 1. INTRODUCTION

It is not possible to anticipate and lay out all the possible cases of faults. There is the measurement being the result of last experiences done on one side, and the deterministically and stochastically



neočakávané faktory. Okrem toho skúsenosti človeka z minulosti a prítomnosti nie sú dokázané a nemožno ich považovať za predikáciu do budúcnosti. Napr. opotrebenie materiálu je pomalé a vo fáze projekcie a plánovania ťažko vypočítateľné. Protiopatrenia je potrebné urobiť nielen vo fáze projekcie a plánovania, ale rovnako aj počas prevádzky [4]. V počiatočnom štádiu ich nemožno väčšinou priamo zachytiť ľudskými zmyslovými orgánmi. Napr. poruchy patriace do tejto kategórie, ktoré vedú nielen k prasknutiu hriadeľa a spôsobujú postupné poruchy v ložisku, ale nakoniec vedú k celkovým škodám. Zvlášť ide o prípady, keď zasiahnuté časti sú napojené na ďalšiu časť stroja. Toto je kľúčový problém v nepretržitej prevádzke. Stretávame sa s problémom ako nielen časovo optimálne spoznať symptómy poruchy, ale aj ako lokalizovať poruchu a jej bližšie okolie v čase prevádzky, aby sa predišlo nebezpečenstvu ľudí, okolitého prostredia, a ušetrili sa náklady na následky. Riešiť spomínané problémy nie je ľahké, vzhľadom k tomu, že ešte neexistujú univerzálne metódy, ktoré by riešili problém spoznania a diagnostikovania porúch. Je preto nevyhnutné objaviť efektívne metódy [9].

Tieto rotujúce konfigurácie sa môžu výhodne aplikovať pre riadenie systémov s vysokou náročnosťou na bezpečnosť a spoľahlivosť prevádzky, ako sú napríklad procesy kontinuálnej výroby (vysoké pece), systémy zvislej banskej dopravy a podobne. Sú výhodne pre pásovú dopravu, ktorá je vhodná pre veľké hodinové dopravované množstvá (až do  $20.000 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ ), strednú až veľkú dopravnú vzdialenosť (3 - 15 km) a veľké stúpané trasy (25 - 300) [3].

## **2. POHYBOVÉ REAKCIE PORUCHOVÝCH TURBOROTOROV**

Pohybové reakcie turbomotoru sledujeme na rotore obsahujúcom dve

unexpected factors on the other hand. Besides that, man's experiences from the past are not proven and cannot serve as a prediction into the future. For example, the material detrition is slow and hardly to be calculated in the phase of projecting and planning. Countermeasures are needed do not only when projecting and planning, but also during the operation [4]. At the beginning they are obviously difficult to be perceived by senses. Faults as a part of these category leading to shaft breaking result finally in causing the aggregate damages. Especially it concerns cases, where the broken parts are joined with other part of the shaft. This is the problem in the continual operation. Therefore there is how to optimally recognize fault symptoms, localise it and the environment as well during the operation to avoid the danger for people and environment and to save costs on consequences. It is not easy to solve the problems mentioned for there is still lack of universal methods solving the fault diagnosis. Effective methods are to be evolved [9].

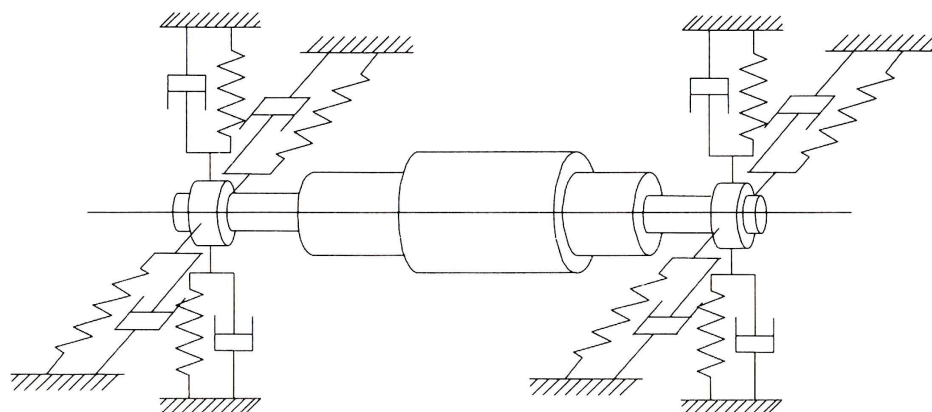
These rotating configurations can be effectively applied within controlling systems of high security requirement and operating reliability, e.g. processes of continual production (blast furnaces), systems of horizontal mining transportation and alike. They are useful for track transportation as being effective for huge amounts transported per hour (up  $20.000 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ ), middle to long transport distance (3 - 15 km) and big grading lines (25 - 300) [3].

## **2. KINETIC BEHAVIOUR OF THE FAULT TURBOROTORS**

Kinetic behaviour of turbomotor is followed up at a rotor containing two hydrodynamic adjustable bearings laid at

hydrodynamické posuvné ložiská umiestnené na koncoch hriadeľa. Rotor pozostáva zo 7 samostatných riadiacich jednotiek s rovnakým priemerom, dĺžkou a homogénnymi vlastnosťami materiálu. V ďalších častiach tejto kapitoly uvádzame systémové dáta pre geometriu a materiál samostatnej riadiacej jednotky rotora (obr. 1).

he end of the shaft. Rotor consists of seven independent controlling units with equal average, length and homogeneous characteristic of material. Systemic data for geometry and material of an individual rotor unit are described in the following parts of this paper (fig. 1).



Obr. 1 Rotujúci hriadeľ turborotora  
Fig.1 Rotating shaft of turbo-rotor

## 2.1 LOŽISKO

Zvolené ložiská môžeme charakterizovať ako dynamické segmentové ložiská spojené mohutne s čapmi na oboch stranách hriadeľa. Súčasťou hmotnosti ložiska sú čapy, panva ložiska, segmenty a kozlík ložiska. Závaž hriadeľa ako aj eventuálne pôsobiaca záťaž na systém sa prenáša na kozlík ložiska. Priemer čapov volíme zhodne s priemerom hriadeľa. Vychádzajú z teórie krátkeho ložiska [5], volíme úzke ložisko, pričom zanedbávame fundamentálne oscilácie ako aj oscilácie ložiskového nosníka. Rovnice (1) a (2) vyjadrujú predpokladanú dynamickú intenzitu ložiska zhodnú s intenzitou čapov (zanedbávame posuny v ložisku) [3]

## 2.1 BEARING

The bearing chosen can be characterised as dynamic segmented bearings connected massively with journals of a shaft at its both side. The whole bearing weight is made of journals of the shaft, saucapans, segments and the coach-box bearing. Shaft load as well as an alternatively effective load upon system are carried to coach-box bearing. The average of the journals are identical with the shaft average. Coming out of the theory of a short bearing [5], we choose the close bearing, neglecting the fundamental oscillation as well as the oscillation of bearing bearer. The equations (1) and (2) express the assumed dynamic intensity being equal to journals (regardless bearings shifting) [3]

$$f_{ia} \approx f_{z i_k} = K_z U_{i_k}(t) + D_v \dot{U}_{i_k}(t), \quad i_k = 1 \quad (1)$$

$$f_{ra} \approx f_{z i_k} = K_z U_{i_k}(t) + D_v \dot{U}_{i_k}(t), \quad i_k = 7 \quad (2)$$

kde U sú súradnice posunu, D je matica tlmenia, K je matica odolnosti ložiska voči porúcham a f je sila nerovnováhy.

Koeficientu pružnosti  $k_{zxx} = k_{zyy} = k_{zxy} = k_{zyx}$  a k rýchlosti úmernému koeficientu tlmenia  $d_{vxx} = d_{vyy} = d_{vxy} = d_{vyx}$  priradíme hodnoty  $10 \text{ kg/s}^2$  a  $0.008 \text{ Ns/m}$ .

Matrice  $D_v$  a  $D_K$  zapíšeme v tvare:

$$D_v = \left[ \begin{array}{cccc|cccc} d_{vxx} & d_{vxy} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ d_{vyx} & d_{vyy} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & d_{vxx} & d_{vxy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & d_{vyx} & d_{vyy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{array} \right] \quad K_z = \left[ \begin{array}{cccc|cccc} k_{zxx} & k_{zxy} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{zyx} & k_{zyy} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & k_{zxx} & k_{zxy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{zyx} & k_{zyy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{array} \right] \quad (3)$$

Vzhľadom na veľké usporiadanie matric ich nemôžeme na tomto mieste zobrazit'. Predstavujeme iba elementárne matrice vypočítané pomocou Hermite – polynómov tretieho rádu [1,6,10] v závislosti od geometrie a materiálu.

## 2.2 SYSTÉMOVÉ PARAMETRE

K systémovým parametrom radíme dáta geometrie, materiálu ako aj prevádzkové parametre rezonujúceho (oscilačného) systému. Systémové parametre hriadeľa sú nasledovné:

1. Priemer:  $d_e = 0.25 \text{ m}$
2. Dĺžka samostatnej riadiacej jednotky:  $l_e = 2 \text{ m}$
3. Počet samostatných riadiacich jednotiek (centier): 7

where U is axe of shifting, D is the matrix of damping, K is matrix of the bearing resistant to t fault and F is power of unbalance.

Coefficient of elasticity  $k_{zxx} = k_{zyy} = k_{zxy} = k_{zyx}$  and to that of speed proportional coefficient damping  $d_{vxx} = d_{vyy} = d_{vxy} = d_{vyx}$  there are the following values dedicated  $10 \text{ kg/s}^2$  a  $0.008 \text{ Ns/m}$ .

Matrix  $D_v$  and  $D_K$  chalk up in form:

Concerning the huge matrix arrangement it is impossible to present them at this place.. We constitute only the elementary matrixes calculated by Hermite - multi-nominal tertiary polynome [1,6,9] depending upon geometry and material.

## 2.2 SYSTEMIC PARAMETERS

The systemic parameters comprise the geometry of data and material and the operating parameters of a resonant (oscillating system) system. Shaft systemic parameters are following:

1. Average:  $d_e = 0.25 \text{ m}$
2. Distance of an individual controlling unit:  $l_e = 2 \text{ m}$
3. Number of individual controlling units: 7



4. Materiál riadiaceho centra: SI 54
5. E – moduly:  $E = 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
6. Hmotnosť:  $p = 7860 \text{ kg/m}^2$
7. Počet otáčok:  $NN = 1000 \text{ U/min}$ , t.j.  
 $\Omega = 104.7 \text{ rad/s}$
8. Nerovnováha: zanedbávame dynamické vychýlenie z rovnováhy
  - rozdelenie nerovnováhy: 3 (tretí, štvrtý a piaty subsystém)
  - uhol nerovnováhy:  $\beta_u = 30^\circ$
  - polomer nerovnováhy:
  - $\eta_u = 0.000002 \text{ m}$
  - excentricita:  $c_u = 0.00001$
9. Plošný nosný moment:  
 $i_f = \pi (1/2 d_c)^4 / 4$
10. Tlmenie elastického hriadeľa (riadiaceho centra):  
 $Dm_0 = d_\alpha M + d_\beta K \text{ kg/s}$

Pre modálne tlmenie sme zvolili  $d_\alpha = 0.0001$  a  $d_\beta = 0$ . Takto sme utlmili štruktúru rotora a proporcionálne k hmotnosti. Celková hmotnosť sa rovná 8.2 ton.

### 3. ČASOVÝ PRIEBEH BEZPORUCHOVÉHO ROTORA

Časový priebeh sme získali priamou integráciou štvrtého a piateho rádu metódami Runge–Kutta. Potrebné systémové matrice sme zostavili programovacím jazykom FORTRAN 77. Simulácie sme realizovali pomocou subprogramu MATLAB [6,7,8].

Časový priebeh bezporuchového rotora závisí v prevažnej miere od počiatkových podmienok [2]. Simulačný čas 0.5 s, časový interval predstavuje 0.0002 s a číselná hranica presnosti 0.0004.

Počiatkové podmienky:

$$t_{(0)} = 0 \quad U_{t=0}^{(x,y,z)} = 0$$

Význam týchto východných podmienok spočíva v tom, že posuny a rýchlosti v prípade  $t_{(0)} = 0$  sú nulové.

4. Material of controlling centre: SI 54
5. E - modules:  $E = 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
6. Weight  $p = 7860 \text{ kg/ m}^2$
7. Number of rotation:  $NN = 1000 \text{ U/min}$  ,  $\Omega = 104.7 \text{ rad/s}$
8. Unbalance: neglecting the dynamic deflection of balance
  - Unbalance allocation: 3
  - Unbalance angle:  $\beta_u = 30^\circ$
  - radius unbalance:  $\eta_u = 0.000002 \text{ m}$
  - eccentricity:  $c_u = 0.00001$
9. Bearing factor:  $i_f = \pi (1/2 d_c)^4 / 4$
10. Damping of elastic shaft (controlling centre):  $Dm_0 = d_\alpha M + d_\beta K \text{ kg/s}$

Because of modal damping we choose  $d_\alpha = 0.0001$  and  $d_\beta = 0$ . The rotor structure has been damped by this manner proportionally to the weight. The total weight is equal 8.2 ton.

### 3. TIME BEHAVIOUR OF THE NO-FAULT ROTOR

Time behaviour was achieved by direct integration of the fourth and fifth admire using the methods of Runge-Kutta. The necessary systemic matrixes were defined by programming language FORTRAN 77. The simulations are executed by subprogram MATLAB [7,8]

Time behaviour of failure-free rotor depends mostly upon the initial conditions [2]. Simulation time 0.5 s, time period is 0.0002 s and numeral border of accuracy 0.0004.

Initial conditions are:

$$U_{t=0}^{(x,y,z)} = 0. \quad (4)$$

The meaning of these initial conditions represent the fact, that shiftings and accelerations are under  $t_{(0)} = 0$  zero. The

Vznikajúce odchýlky v ložisku a v strede možno chápať ako statické znižovanie spôsobené následkom vlastnej váhy. Na tomto mieste je dôležité spomenúť pre grafiku rozloženie súradníc:  $U_x = U_1$ ,  $U_y = U_2$ ,  $U_{(S,x)} = U_3$ ,  $U_{x(S,y)} = U_4$ . Časový priebeh oscilácie predstavujú posuny ( $U_x$ ,  $U_y$ ), momenty ( $U_S$ ), rýchlosti ( $U_x$ ,  $U_y$ ) a uhlová rýchlosť  $\Omega$  monitorovaného systému. Tieto informácie sú dôležité pre systémovú analýzu. Zobrazené sú časové reakcie strednej časti rotujúceho systému, pretože reakcia na tomto mieste poskytuje viacej informácii na analýzu. Ide napr. o vlastnosť symetrie, maximálneho vychýlenia a rýchlosti.

Ako vyplýva z obrázku 2, systém sa približuje v strede k harmonickým pohybovým reakciám. Maximálna odchýlka  $U_2$  súradnice predstavuje cca 3.8mm následkom inertného systému, keďže okrem pôsobenia nerovnovážnej intenzity sa objavuje aj hmotnostná intenzita vo vertikálnom smere. Príčinu možno hľadať v charakteristike zobrazujúceho systému, ktorá sa vyznačuje symetrickým usporiadaním. Horizontálna os  $U_1$  znázorňuje harmonické reakcie. Zohľadňujeme absenciu hmotnostných podielov. Maximálna amplitúda  $U_1 \approx 3.5\text{mm}$  je menšia v porovnaní s  $U_2$ . Fyzikálne príčiny možno hľadať vo vynechaní hmotnostnej intenzity. Na obrázku 1 sú znázornené aj  $U_3$  a  $U_4$  charakterizujúce reakcie momentov v [Nm]. Maximálne hodnoty sú 0.5 Nm.

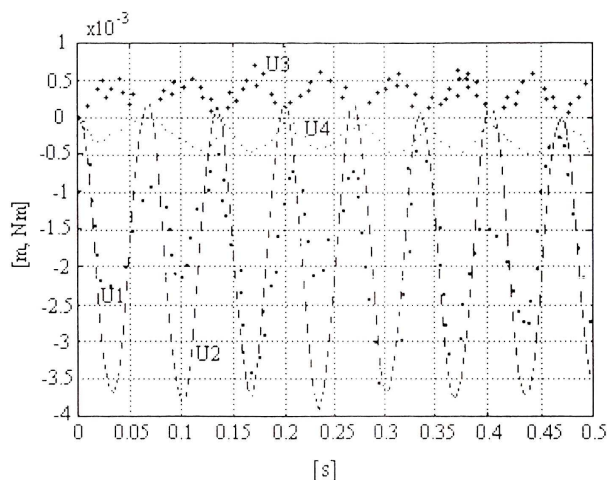
Obrázok 3 zobrazuje priebeh ľavého a pravého ložiska. Reakcie oboch ložísk sa podobajú reakciám osí  $U_1$  a  $U_2$ . Rovnako veľké odchýlky možno chápať ako dynamickú dislokáciu ložiska. Maximálne hodnoty predstavujú polovicu hodnôt stredu (2 mm). Meniace sa momenty súradníc  $U_3$  a  $U_4$  sú charakteristické opačnými znamienkami, ale identickými hodnotami. Príčinu možno ľahko zistiť v symetrickom usporiadaní. Pohybové reakcie ložísk sa odlišujú od pohybových reakcií stredu.

emerging anomalies in bearing and in the middle are considered static declining caused by own weight. It is important for the graphics the coordinates arrangements:  $U_x = U_1$ ,  $U_y = U_2$ ,  $U_{(S,x)} = U_3$ ,  $U_{x(S,y)} = U_4$ . Time behaviour of the oscillation constitute are the shiftings ( $U_x$ ,  $U_y$ ), moments ( $U_S$ ), accelerations ( $U_x$ ,  $U_y$ ), and angular acceleration  $\Omega$  of monitoring system. These information are important for systemic analyse. There the time reactions of the middle part of the rotating system depicted since the reactions at this place provide with more information for analysis. It is e.g. asymmetric characteristics, maximal shifting and acceleration.

As it is evident in the picture 2, the system approaches in the centre to the harmonic motional reactions. Maximum coordinate divergence  $U_2$  is about 3.8 mm as a result of inert system since there is not only the effecting unbalanced intensity but also the weight intensity in vertical direction. The reason is the depicted system of symmetric arrangement. The horizontal coordinate  $U_1$  depicts the harmonic reactions. We include also the absence of weight sharings. The maximum amplitude  $U_1 \approx 3.5\text{ mm}$  is less in comparison to  $U_2$ . Physical reasons are represented by missing weight intensity. In the picture 1 there are also the  $U_3$  and  $U_4$  being the reactions of moments at [Nm]. Maximum values are 0.5 Nm.

Figure 3 displays the behaviour of the left and the right bearing. The reactions of both of the bearings resemble the reactions of axe  $U_1$  and  $U_2$ . The same anomalies may be considered the dynamic dislocation of a bearing. Maximum values constitute the half of values of the centre (2 mm). The changing coordinates moments  $U_3$  and  $U_4$  have the opposite marks but identical values. The reason can be in the symmetric arrangement. The motion bearings reactions differ from the motion reactions of the middle.





Obr. 2 Časový priebeh v strede rozsah poruchy:  $t_v = 0.000\text{ m}$   
 Fig.2 Time behaviour in the middle area of fault:  $t_v = 0.000\text{ m}$

X súradnice: čas [s],

Y súradnice: posuny[m], momenty [Nm],

U<sub>1</sub>: \*\*\* : priečne posuny [m],

U<sub>2</sub>: - : vertikálne posuny [m]

U<sub>3</sub>: +++ : moment na x súradnici [Nm]

U<sub>4</sub>: ... : moment na y súradnici [ Nm ].

X coordinates: time [s],

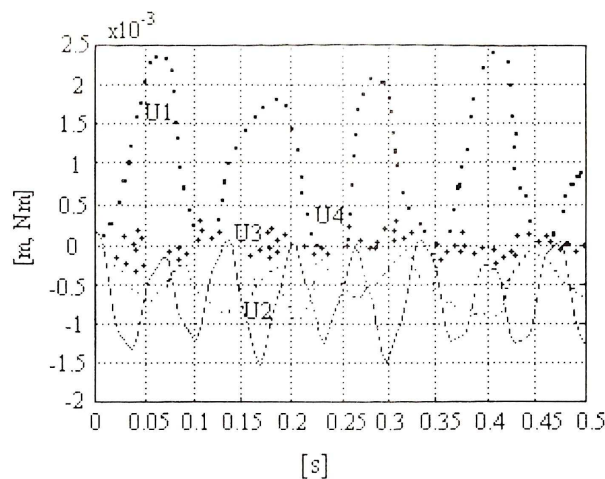
Y coordinates: shiftings[m],moments [Nm]

U<sub>1</sub>: \*\*\* : cross shiftings [m],

U<sub>2</sub>: - : vertical shiftings [m],

U<sub>3</sub>: +++ : moment in axe X [Nm],

U<sub>4</sub>: ... : moment in axe Y [ Nm ].



Obr. 3 Časový priebeh na ľavom a pravom ložisku  
 Fig.3 Time reaction on the left and right bearing

X súradnice: čas [s],

Y súradnice: posuny[m], momenty [Nm],

U<sub>1</sub>: \*\*\* : priečne posuny [m],

U<sub>2</sub>: - : vertikálne posuny [m]

U<sub>3</sub>: +++ : moment v x súradnici [Nm]

U<sub>4</sub>: ... : moment na y súradnici [ Nm ].

X coordinates: time [s],

Y coordinates: shiftings[m],moments [Nm]

U<sub>1</sub>: \*\*\* : cross shiftings [m],

U<sub>2</sub>: - : vertical shiftings [m],

U<sub>3</sub>: +++ : moment in axe X [Nm],

U<sub>4</sub>: ... : moment in axe Y [ Nm ].

#### 4. ČASOVÝ PRIEBEH PORUCHOVÉHO ROTORA

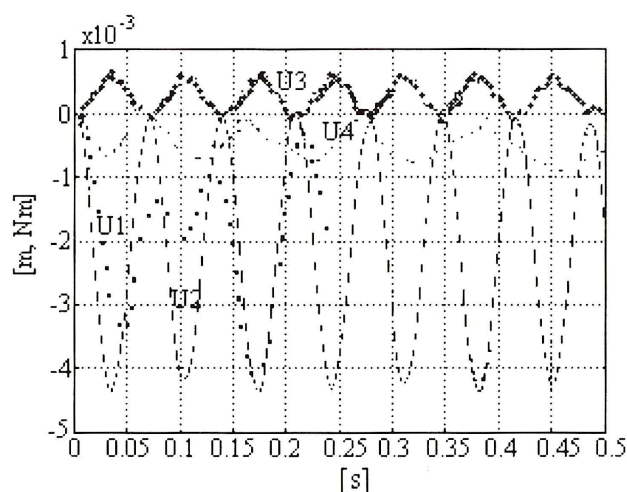
V predchádzajúcej časti sme považovali časový priebeh bezporuchového systému vzhľadom na stred za bežný prípad. V tejto kapitole podrobne rozanalyzujeme správanie poruchového rotora v rôznych pozíciách a s rôznym rozsahom. Budeme predpokladať výskyt poruchy v strede rotora pri rozsahu poruchy 0.002 m. Pri sledovaní časového priebehu súčasne monitorujeme reakciu oscilácie amplitúd pri posunoch a momentoch.

Podobne ako v prípade časového priebehu bezporuchového rotora zobrazuje obrázok 3 harmonické oscilačné reakcie vertikálnym smerom  $U_2$  v strednej časti. V horizontálnom smere  $U_1$  pozorujeme rozdielne pohyby oproti  $U_2$ . Príčinou môže byť pokles lokálnej odolnosti a váhovej intenzity. Znížením odolnosti, resp. zvýšením ohybnosti sa celkový systém stáva elastickejší. Horizontálne momenty  $U_3$  v strede sa vyznačujú vyššou realizáciou v porovnaní s vertikálnym smerom  $U_4$ . Rozsah poruchy predstavuje 2mm a pozícia poruchy je v strede rotujúceho systému od ľavého ložiska.

#### 4 TIME BEHAVIOUR OF THE FAULT ROTOR

In the previous part of the article the time reaction of the failure-free system was considered the common case. In this part we will make an analysis about the behaviour of faulty rotor at different extend. We shall assume the fault moment appearance in the centre of the rotor at the fault extent of about 0.002 m. Simultaneously we'll monitor the oscillation reaction at shiftings and moments.

Similarly to the time reaction of the failure-free rotor figure 3 presents the harmonic oscillate reaction in vertical direction  $U_2$  in the centre. At horizontal direction  $U_1$  we follow the different movements against  $U_1$ . The reasons can be the decrease of local endurance and weight intensity. Endurance decrease or flexibility increase make the whole system more elastic. Horizontal moments  $U_3$  in the middle show higher execution compared with vertical direction  $U_4$ . Range of fault is 2 mm and its location is in the centre of the rotating system from the left bearing.



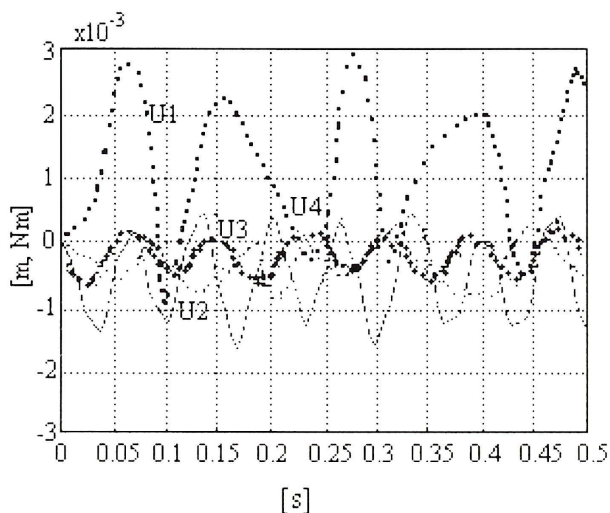
Obr. 4 Pozícia poruchy v strede; časový priebeh stredu  
Fig.4 Location of fault in the centre; time behaviour of the centre

Rozsah poruchy:  $t_v = 0.002$  m,  
X súradnice: čas v [s],



Y súradnice: posuny  $v$  [m] a momenty  $v$  [Nm],  
 $U_1$ : \*\*\* : priečne posuny  $v$  [m],  
 $U_2$ : – : vertikálne posuny  $v$  [m],  
 $U_3$ : +++ : moment na osi X [Nm],  
 $U_4$ : ... : moment na osi Y [Nm].

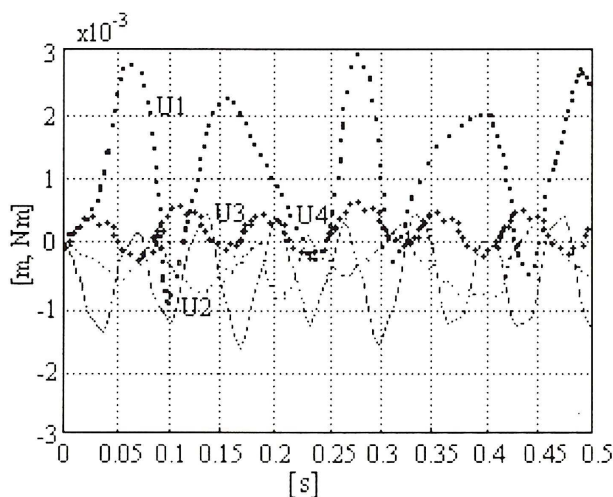
Range of fault:  $t_v = 0.002$  m;  
 X coordinate: time in [s],  
 Y coordinate: shifting in [m] and moments in [Nm],  
 $U_1$ : \*\*\* : cross shifting in [m],  
 $U_2$ : – : vertical shifting in [m],  
 $U_3$ : +++ : moment in axe X [Nm],  
 $U_4$ : ... : moment in axe Y [Nm].



Obr. 5 Časový priebeh na ľavom ložisku  
 Fig.5 Time behaviour in left bearing

Rozsah poruchy:  $t_v = 0.002$  m,  
 X súradnice: čas  $v$  [s],  
 Y súradnice: posuny  $v$  [m] a momenty  $v$  [Nm],  
 $U_1$ : \*\*\* : priečne posuny  $v$  [m],  
 $U_2$ : – : vertikálne posuny  $v$  [ m ],  
 $U_3$ : +++ : moment na osi X [Nm],  
 $U_4$ : ... : moment na osi Y [Nm].

Range of fault:  $t_v = 0.002$  m;  
 X coordinate: time in [s],  
 Y coordinate: shifting in [m] and moments in [Nm],  
 $U_1$ : \*\*\* : cross shifting in [m],  
 $U_2$ : – : vertical shifting in [m],  
 $U_3$ : +++ : moment in axe X [Nm],  
 $U_4$ : ... : moment in axe Y [Nm].



Obr. 6 Časový priebeh na pravom ložisku  
 Fig.6 Time behaviour in right bearing

Rozsah poruchy:  $t_v = 0.002$  m,  
 X súradnice: čas  $v$  [s],  
 Y súradnice: posuny  $v$  [m] a momenty  $v$  [Nm],  
 $U_1$ : \*\*\* : priečne posuny  $v$  [m],  
 $U_2$ : - : vertikálne posuny  $v$  [ m ],  
 $U_3$ : +++ : moment na osi X [Nm],  
 $U_4$ : ... : moment na osi Y [Nm].

Range of fault:  $t_v = 0.002$  m;  
 X coordinate: time in [s],  
 Y coordinate: shifting in [m] and moments in [Nm],  
 $U_1$ : \*\*\* : cross shifting in [m],  
 $U_2$ : - : vertical shifting in [m],  
 $U_3$ : +++ : moment in axe X [Nm],  
 $U_4$ : ... : moment in axe Y [Nm].

Obrázok 4 nám môže poslúžiť na to, aby sme zistili ako reaguje ľavé ložisko na chybu v strednej časti. Reakcia vertikálnej súradnice  $U_2$  konverguje k harmonickému správaniu. Správanie súradníc momentov  $U_3$  a  $U_4$  je rozdielne. Správanie pravého ložiska (obr. 5) pri posunoch spôsobených výskytom poruchy v strednej časti je rovnaké, pri momentoch  $U_3$  a  $U_4$  opačne k vychýleniu na ľavom ložisku.

Príčinou takéhoto správania je symetrické usporiadanie. Posuny sa na ložiskách vo vertikálnom smere pohybujú od  $-0.002$  m až po takmer nulu a v horizontálnom smere od  $-0.001$  m po  $0.0025$  m. Maximálne momenty na súradnici  $U_3$  predstavujú cca.  $0.0006$  Nm a na súradnici  $U_4$  nadobúdajú  $-0.0008$  Nm.

## 5. ZÁVER

Na poruchu v zložitom systéme sa treba pozerat' ako na systémovú poruchu. Táto porucha je rizikovým faktorom vzhľadom na bezpečnosť ľudí a spoľahlivosť, pokiaľ ide o funkciu v prevádzke. Nielen z dôvodov humanity a ekonomie, ale aj z ekologických dôvodov je potrebné poruchu čo možno najskôr diagnostikovať a rýchlo odstrániť. V zložitých technických zariadeniach je potrebné venovať osobitnú pozornosť systémovej poruche vzhľadom na možné veľké škody. Vďaka vyvinutiu počítačovej kapacity a tým rastúceho využívania počítačového monitorovania je dnes možné

Figure 4 depicts the reaction of a left bearing to a fault in the centre. Reaction of the vertical coordinate  $U_2$  converge towards the harmonic behaviour. The behaviour of coordinate of moments  $U_3$  and  $U_4$  is different. The behaviour of the right bearing (figure 5) with shiftings caused by fault in the centre is the same, at moments  $U_3$  and  $U_4$  it is opposite to the shifting on the left bearing.

Reasons of such behaviour is the symmetrical adjustment. The shiftings at the bearing in vertical direction are from  $-0.002$  m up to nearly a zero in the horizontal direction from  $-0.001$  m up to  $0.0025$  m. Maximum of moments in coordinate  $U_3$  constitute  $0.0006$  Nm and in coordinate  $U_4$  achieve  $-0.0008$  Nm.

## 5. CONCLUSION

The fault in a complex system is considered systemic fault. This fault is a risky factor because of people security.

Not only because of humanity and economics, but also from the ecological reasons therefore the diagnosis and quick abolishment is very necessary. In complex technical facilities a special attention should be paid to a systemic fault due to possible huge damages. Thanks to the computer capacity and thereby increased exploitation of computer monitoring it is possible to diagnose the fault simultaneously and visually at present.



systémovú poruchu vizuálne a nepretržite diagnostikovať.

V tomto článku sa venujeme reakcii systému pokiaľ ide o bezporuchové a poruchové riadiace centrum. V oblasti frekvencií sa uvádza metóda rýchlej Fourierovej transformácie pre poruchy riadiaceho centra. Základ tvorí model metódy konečných prvkov.

In this article we deal with system reaction as to the failure-free and faulty controlling centre. In frequency there is the method of Fourier transformation depicted for faulty controlling centre. The basis is the model of finite element method.

Supported by VEGA project No. 1/1064/04

#### Literatúra / References

- [1] Bathe, K.-J.: Finite-Elemente-Methode. Springer-Verlag, Berlin, 1990.
- [2] Dirr, B. O.; Popp, K.; Rotllkegel, W.: Detection and Simulation of Small Cracks in Rotating Shafts. Archive of Applied Mechanics, Vol. 40, 1994, pp. 216-222.
- [3] Fries, J.: Konstrukční řešení bubnu pásových dopravníků a jejich výpočet. Vysoká škola Báňská, Fakulta strojní, VŠB-TUO, Ostrava 2003, p.121. ISBN 80-248-0484-0
- [4] Imam I.; Scheibel, N., Azzaro, J.: Development of an on-line Crack Detection and Monitoring System. ASME, Design Technology Conference, Boston, 1987, p. 615-630.
- [5] Link, M.: Finite Elemente in der Statik und Dynamik. Teubner, Stuttgart 1989.
- [6] Matlab, Control System Toolbox, Simulink Toolbox. The Math works Inc, 1996.
- [7] Vokorokos, L.: Faults diagnosis of transport machineries using the observer. Transport and Logistics International Journal, Volume 3, Nr. 4/2003, Published: Stil Art – Zemun, pp. 23-29. (YU) ISSN 1451-107X.
- [8] Vokorokos L: Diagnosis of mechanical machineries using the parallel computer system. Monography. East-Slovak printers l.t.d. 2000. p. 152. ISBN 80-7099-619-6. (in Slovak)
- [9] Vokorokos, L: Faults diagnosis of control system using the observer, 4th IEEE International Conference on Intelligent Engineering Systems 2000, Portorož Slovenia, September 17-19, 2000, pp. 189-192.

**Reviewal / Recenzia:** prof. Ing. Ján BOROŠKA, CSc.