

# Vplyv dynamických fenoménov mechanickej podsústavy na stabilitu polohového servomechanizmu CD prehrávača

Alexander Gmitterko, Maroš Kordiak

## Abstrakt

Článok pojednáva o vplyve dynamických účinkov mechanickej podsústavy na stabilitu polohového servomechanizmu CD prehrávača. Pri zanedbaní týchto dynamických účinkov v procese návrhu môže dôjsť v prevádzke polohového servomechanizmu k jeho destabilizácii. Aby sme sa vyvarovali týmto problémom, je nutné v procese návrhu vyšetriť dynamické správanie mechanickej podsústavy a posúdiť vplyv jej modálnych príspevkov na stabilitu polohového servomechanizmu.

**Kľúčové slová:** CD mechanika, aktuátor, tlmenie, tuhosť, servomechanizmus, kmitavý mód

## Úvod

V súčasnosti sú prehrávače CD vo sfére zábavy veľmi rozšíreným mechatronickým výrobkom. Pre navrhovanie prehrávačov CD sú kladené veľmi prísne podmienky ako na presnosť, tak aj na kvalitu regulácie polohy. V prevádzke na prehrávač pôsobia rôzne poruchové veličiny z ktorých najvýznamnejšie sú: vonkajšie nárazy, ktoré sa cez odpruženie prenášajú na optickú snímaciu jednotku, nedokonalosť samotného CD nosiča, ktorá spôsobuje radiálny a vertikálny pohyb stôp a radiálne hádzanie osi rotácie rotačnej jednotky. V kvantitatívnom vyjadrení je odchýlka od rovinnosti CD nosiča 0,5 mm a radiálna odchýlka stopy 0,2 mm. Maximálna amplitúda zrýchlenia pôsobiaca na snímaciu jednotku spôsobená vonkajšími nárazmi na prehrávač CD môže byť najviac  $10 \text{ m.s}^{-2}$ . I pri pôsobení týchto poruchových veličín polohové servomechanizmy musia pracovať v tolerančných pásmach, ktoré v prípade radiálneho polohového servomechanizmu nesmie byť väčšie ako  $0,2 \mu\text{m}$  a v prípade vertikálneho polohového servomechanizmu nesmie byť väčšie ako  $1 \mu\text{m}$ . V rámci tohto príspevku je vyšetrený vplyv modálneho príspevku mechanickej podsústavy na stabilitu radiálneho polohového servomechanizmu v nízkofrekvenčnej oblasti.

## 1. Tri dôležité dynamické účinky

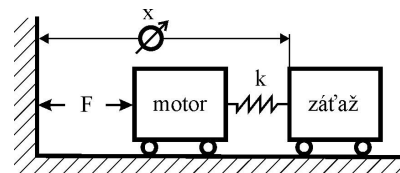
K trom najdôležitejším dynamickým účinkom, ktoré ovplyvňujú vlastnosti servomechanizmov patria [1]:

1. pružnosť aktuátorov
2. pružnosť sústavy vedenia
3. obmedzená hmotnosť a tuhosť stacionárnej časti stroja

### 1.1 Pružnosť aktuátorov

V servosystémoch je potrebné ovplyvňovať určitú silu alebo moment, aby polohový servosystém dosiahol určitú polohu. Dôležitú úlohu tu zohráva skutočnosť, že aktuátor je pružný

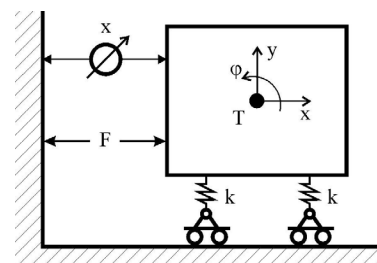
a tým pádom sa nespráva ako tuhé teleso, a to v dôsledku poddajnosti medzi motorom a záťažou.



Obr.1 Pružnosť aktuátora  
Fig.1 Actuator flexibility

### 1.2 Pružnosť sústavy vedenia

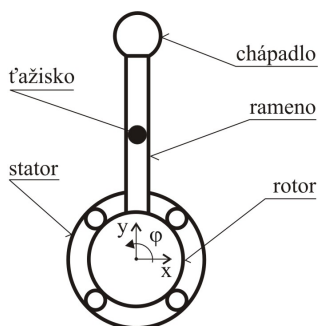
Táto kategória vyplýva z obmedzenej tuhosti sústavy vedenia v kombinácii so skutočnosťou, že zariadenie je hnané takým spôsobom, že sústava vedenia musí potlačiť pohyb v nežiadúcom smere (v prípade priameho hnacieho systému toto nastane, ak hnacia sila nepôsobí v ťažisku). Obvykle má tuhý akčný člen 6 stupňov voľnosti pohybu, z ktorých 5 má byť potlačených, pričom sústave vedenia má zostať jeden stupeň voľnosti pohybu.



Obr.2 Aktuátor s obmedzenou ohybnosťou vo vedení  
Fig.2 Actuator with guiding system flexibility

Teleso na obrázku (Obr. 2) sa môže pohybovať v smere osi  $x$ , zatiaľ čo pohybu v smere osi  $y$  a rotácii  $\varphi$  bránia 2 súčasti s obmedzenou tuhosťou  $k$ . Obmedzená tuhosť a zotrvačnosť akčného člena bude mať za následok 2 módy, ktoré môžu byť charakterizované ako zvislý mód a kývavý mód. Každý akčný člen má nejaký druh sústavy vedenia za

účelom potlačenia nežiadúcich stupňov voľnosti. Avšak to, či toto vedie k dynamickým problémom veľmi závisí na umiestnení akčnej sily a snímača. Výberom vhodného umiestnenia hnacej sily (ťažisko) sa môžeme vyhnúť budeniu týchto módov, zatiaľ čo umiestnením senzora ovplyvníme účinok takéhoto módu na stabilitu servosystému, kde sa budeniu módu nedalo zabrániť. Vo všeobecnosti by sa bolo treba pokúsiť navrhnuť taký akčný člen (rozmiestnenie hmoty a správne umiestnená hnacia sila), ktorý by vykonával požadovaný pohyb bez prítomnosti sústavy vedenia. Takýto príklad je možné sledovať napr. na pohybe v smere osi  $x$  v rovine  $xy$  pre wafer-stepper (Obr. 2). Umiestnenie doštičky musí byť s veľmi veľkou presnosťou, aby sa vyhlo Abbeho chybe vyplývajúcej z nedokonalosti systému vedenia kvôli obmedzeniam návrhu, keď nie je možné aplikovať hnaciu silu do ťažiska, ale je aplikovaná v určitej vzdialenosti pod ťažiskom. Následkom toho trpí servosystém týmto fenoménom. Našťastie vzdialenosť medzi hnacou silou a ťažiskom je obmedzená a preto zhoršenie stability servosystému môže byť minimalizované. Takto je popísaný účinok obmedzenia na translačné mechanizmy, ale môže byť pozorovaný aj pri otáčavých servosystémoch, ako je napr. rovinný manipolátor „uchop a umiestni“ (Obr. 3).

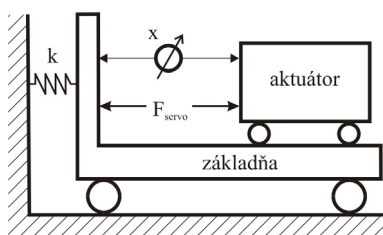


**Obr.3 Rovinný manipolátor „uchop a umiestni“**  
**Fig.3 Planar rotational pick-and-place manipulator**

Rovinný manipolátor „uchop a umiestni“ sa skladá z motora s ramenom a na to pripojeným chápadlom. Zanedbaním poddajnosti ramena má manipolátor 2 parazitné módy v dôsledku obmedzenej tuhosti medzi rotorom a statorom, ktoré sa prejavujú tým viac, čím bude väčšia veľkosť zotrvačných hmotností rotora, ramena a chápadla.

### 1.3 Obmedzená hmotnosť a tuhosť stacionárnych častí stroja

V protiklade z mnohými učebnicami o strojoch a dynamike strojov je dobré všimnúť si kombináciu hnacej sily pôsobiacej na pohybujúcu sa časť a reakčnej sily pôsobiacej na stacionárnu časť. Keď sa zvolí takýto prístup, tak môžeme uvažovať o tom, aký bude účinok reakčnej sily na vlastnosti systému.



**Obr.4 Obmedzená hmotnosť a tuhosť nepohyblivej časti stroja**

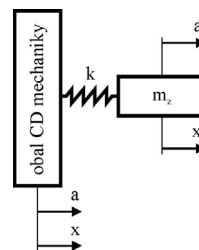
**Fig.4 Limited mass and stiffness of stationary machine part**

V predchádzajúcich 2 prípadoch sa stacionárna časť pokladala za nekonečne tuhú a ťažkú a preto účinok reakčnej sily bol zanedbateľný. Avšak v skutočnosti stacionárna časť

nie je ani nekonečne ťažká a nie je ani so svojím okolím spojená nekonečnou tuhosťou. Z toho dôvodu sa účinok na stacionárnu časť bude prejavovať rezonanciou, ktorá je budená reakčnými silami. Praktici si často myslia, že u dobre navrhnutých servosystémov je účinok rezonancie na stabilitu servosystému vo všeobecnosti malý, aj keď on môže mať významný vplyv pri úlohe pohybu z bodu do bodu. V skutočnosti sú vlastnosti systému vážne obmedzené touto vibráciou základne, ktorá je vybudená samotným servosystémom. Tento jav môže byť popísaný nasledovne: Riadiaca sila je aplikovaná na mechanickú časť aktuátora za účelom generovať požadovaný pohyb, avšak rovnaká sila pôsobí aj na základňu a spôsobuje vibrácie. Na konci pohybu pri riadení z bodu do bodu nie je pohyb základne ešte ukončený a tak aktuátor musí sledovať pohyb základne. V dôsledku toho môžu byť tieto vibrácie považované za poruchovú veličinu v dôsledku ktorej vznikajú chyby polohy. Tento efekt vibrácie základne je dokonca ešte horší, keď polohovanie servosystému sa nestanovuje na základe polohy aktuátora vzhľadom na základňu, ale keď sa určuje vzhľadom na referenčný bod, ktorý je od stroja nezávislý, napr. robot má uchýtiť súčiastku z palety, ktorá je na dlážke.

## 2. Návrh konštanty tlmenia základne

Návrh konštanty tlmenia bude vychádzať z predpokladov, ktoré sú uvedené v literatúre [1].



**Obr. 5 Dynamický model CD mechaniky**  
**Fig. 5 Dynamic model of CD drive**

Medzi tieto predpoklady patrí aj to, že toto tlmenie (na obr. 5 znázornené pružinou) má stlmiť náraz so zrýchlením  $50 \text{ m.s}^{-2}$  na zrýchlenie  $10 \text{ m.s}^{-2}$ , ktoré potom už dokáže vyregulovať daný regulátor. Tento náraz nech je reprezentovaný rýchlosťou  $(2 \div 3) \text{ m.s}^{-1}$ . Z týchto parametrov je možné vypočítať dĺžku trvania tohto rázu nasledovne:

$$v(t) = \int_0^t a(t).dt \quad (1)$$

$$a(t) = A = \text{konšt.} = 50 \text{ m.s}^{-2} \quad (2)$$

$$v(t) = \int_0^t A.dt = At \quad (3)$$

$$t = \frac{v(t)}{A} = \frac{2,5}{50} = 0,05 \text{ s} \quad (4)$$

Tento čas  $t$  posluží na namodelovanie dĺžky trvania impulzu, ktorý bude reprezentovať ráz.

Dynamický model CD mechaniky (obr. 5) je popísaný nasledovnou diferenciálnou rovnicou:

$$m_z \cdot \frac{d^2 x_z(t)}{dt^2} + k \cdot [x_z(t) - x(t)] = 0 \quad (5)$$

$$m_z \cdot \frac{d^2 x_z(t)}{dt^2} + k \cdot x_z(t) = k \cdot x(t) \quad (6)$$

$$m_z \cdot \frac{d^4 x_z(t)}{dt^4} + k \cdot \frac{d^2 x_z(t)}{dt^2} = k \cdot \frac{d^2 x(t)}{dt^2} \quad (7)$$

$$\frac{d^2 x_z(t)}{dt^2} = a_z(t)$$

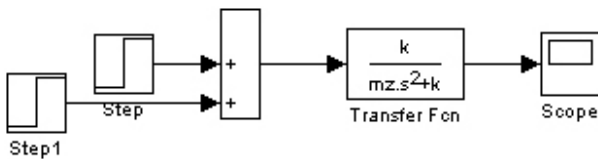
$$\frac{d^2 x(t)}{dt^2} = a(t) \quad (8)$$

$$m_z \cdot \frac{d^2 a_z(t)}{dt^2} + k \cdot a_z(t) = k \cdot a(t) \quad (9)$$

Z diferenciálnej rovnice (9) je možné experimentálne určiť hodnotu  $k$ .

$$\frac{A_z(s)}{A(s)} = \frac{k}{m_z \cdot s^2 + k} \quad (10)$$

Obrazový prenos (10) je využitý v nasledujúcej blokovej schéme.



Obr.6 Bloková schéma na experimentálne určenie hodnoty  $k$

Fig.6 Block diagram for experimental evaluation  $k$

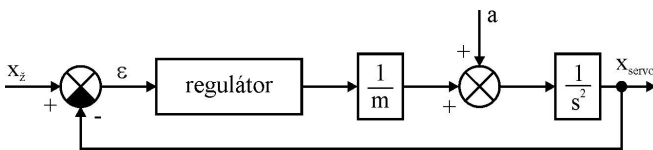
Na vstup je privedený impulz s hodnotou 50, ktorý je úmerný hodnote zrýchlenia  $a = 50 \text{ m.s}^{-2}$  a dĺžka jeho trvania je vyjadrená podľa vzťahu (4). Na výstupe je osciloskop, ktorý zobrazuje hodnotu impulzu, ktorá je na výstupe a nemôže byť väčšia ako  $10 \text{ m.s}^{-2}$ . Konštanta pružiny  $k$  bude určená pre rôzne hodnoty hmotnosti základne  $m_z$ .

Tab. 1 Návrh konštanty  $k$

$m_z$ [g]	20	50	100	150	200	250	1000
$k$	0,35	0,8	1,5	2,5	3,5	4	17

### 3. Návrh šírky pásma

Cieľom je stanoviť požadovanú šírku pásma ak sú zadané nasledujúce hodnoty: zrýchlenie  $a = 10 \text{ m.s}^{-2}$  a maximálna dovolená regulačná odchýlka  $\varepsilon_{\max} = 0,2 \mu\text{m}$



Obr.7 Bloková schéma pre stanovenie šírky pásma

Fig.7 Flow diagram for determination bandwidth

Pre jednoduchosť bude uvažovaný len P-regulátor.

$$\frac{\varepsilon(s)}{a(s)} = \frac{1/s^2}{1 + \frac{r_0}{m \cdot s^2}} \quad (11)$$

$$\frac{\varepsilon(j\omega)}{a(j\omega)} = \frac{1}{\omega_r^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2}\right)} \quad (12)$$

$$\omega_r = \sqrt{\frac{r_0}{m}} \quad (13)$$

$$\text{Platí, že } \omega \ll \omega_r \quad (14)$$

$$\text{Potom: } \frac{\varepsilon(j\omega)}{a(j\omega)} = \frac{1}{\omega_r^2} \quad (15)$$

Je požiadavka, aby nebola prekročená dovolená odchýlka, to znamená:

$$\frac{1}{\omega_r^2} \cdot a < \varepsilon \Rightarrow \omega_r^2 > \frac{a}{\varepsilon} \Rightarrow f_{\text{SP}}^2 > \frac{1}{4\pi^2} \cdot \frac{a}{\varepsilon} \quad (16)$$

Po dosadení hodnôt  $a = 10 \text{ m.s}^{-2}$  a  $\varepsilon = 2 \cdot 10^{-7} \text{ m}$  do rovnice (16) dostávame nasledovný vzťah:

$$f_{\text{SP}} > 1,12 \text{ kHz} \quad (17)$$

Ak sa použije PD-regulátor, potom obrazový prenos  $\varepsilon(s)/a(s)$  bude nasledovný:

$$\frac{\varepsilon(s)}{a(s)} = \frac{1/s^2}{1 + (r_0 + r_D \cdot s) \cdot \frac{1}{m \cdot s^2}} \quad (18)$$

$$\frac{\varepsilon(s)}{a(s)} = \frac{1/s^2}{\frac{m \cdot s^2 + r_D \cdot s + r_0}{m \cdot s^2}} = \frac{m}{m \cdot s^2 + r_D \cdot s + r_0}$$

$$= \frac{m}{m \left( s^2 + \frac{r_D}{m} \cdot s + \frac{r_0}{m} \right)} = \frac{1}{\frac{r_0}{m} \left( \frac{s^2}{r_0/m} + \frac{r_D/m}{r_0/m} \cdot s + 1 \right)}$$

$$= \frac{1}{\frac{r_0}{m} \left( \frac{s^2}{r_0/m} + \frac{r_D/m}{\sqrt{m} \cdot \sqrt{r_0/m}} \cdot s + 1 \right)} = \frac{1}{\frac{r_0}{m} \left( \frac{s^2}{r_0/m} + \frac{r_D}{m} \cdot \frac{\sqrt{m}}{\sqrt{r_0}} \cdot s + 1 \right)}$$

$$= \frac{1}{\frac{r_0}{m} \left( \frac{s^2}{r_0/m} + \frac{2 \cdot \sqrt{m \cdot r_0}}{\sqrt{r_0}} \cdot s + 1 \right)}$$

$$\zeta = \frac{r_D}{2 \cdot \sqrt{m \cdot r_0}} \quad (19)$$

$$\omega_r^2 = \frac{r_0}{m} \quad (20)$$

$$\frac{\varepsilon(j\omega)}{a(j\omega)} = \frac{1}{\omega_r^2 \left[ \frac{(j\omega)^2}{\omega_r^2} + \frac{2 \cdot \zeta}{\omega_r} \cdot j\omega + 1 \right]} \quad (21)$$

Ak  $\omega \ll \omega_r$ , potom:

$$\frac{\varepsilon(j\omega)}{a(j\omega)} = \frac{1}{\omega_r^2} \quad (22)$$

Vzťahy (15) a (22) sú totožné. Na základe toho je možné konštatovať, že fázový prenos  $\varepsilon(j\omega)/a(j\omega)$  nezávisí od typu regulátora, preto tento prenos môžeme uvažovať aj pre PID regulátor.

### 4. Návrh konštant PID regulátora

Požiadavky na PID regulátor sú nasledovné:

$$\omega_C = 10^3 \text{ rad.s}^{-1} \quad (23)$$

$$f_{\text{SP}} = 1130 \text{ Hz} \quad (24)$$

$$PM = (45 - 60)^\circ \quad (25)$$

$$\omega_C = \sqrt{\frac{1}{T_I T_D}} \quad (26)$$

$$T_I = 5 T_D \quad (27)$$

$$\omega_C = \sqrt{\frac{1}{5 T_D^2}} \Rightarrow T_D = \frac{1}{\sqrt{5} \omega_C} = \frac{1}{\sqrt{5} \cdot 10^3} = 4,47 \cdot 10^{-4} \text{ s} \quad (28)$$

$$T_I = 5 T_D = 5 \cdot 4,47 \cdot 10^{-4} = 2,24 \cdot 10^{-3} \text{ s} \quad (29)$$

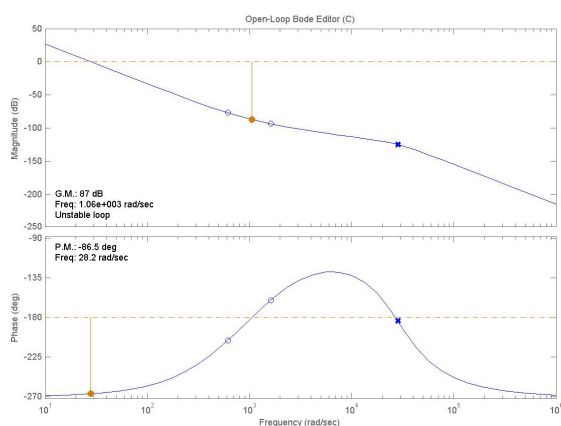
Obrazový prenos PID regulátora je:

$$R(s) = K \left( 1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s \right) \quad (30)$$

Obrazový prenos ideálnej mechanickej časti bez prídavného módu má tvar:

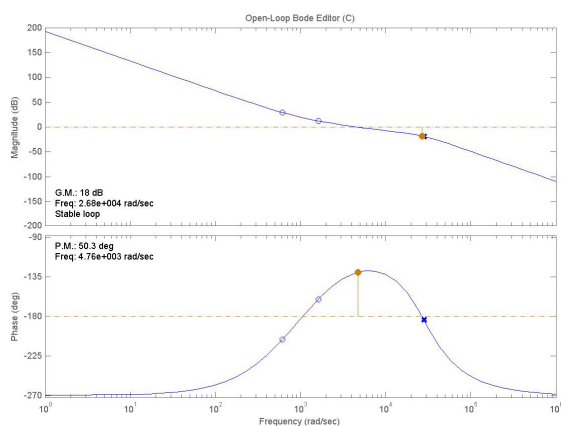
$$G_{BM}(s) = \frac{1}{m_a s^2} \cdot \frac{\omega_{DP}^2}{s^2 + 2 \xi_F \omega_{DP} s + \omega_{DP}^2} \quad (31)$$

$$K \left( 1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s \right)$$



**Obr.8 Bodeho frekvenčné charakteristiky pre  $K = 1$**   
**Fig.8 Bode frequency responses for  $K = 1$**

Ako je vidieť z obrázku (Obr. 8), sústava (31) je pre  $K = 1$  nestabilná, preto je treba intuitívne voľiť konštantu  $K$ , tak aby bola dosiahnutá stabilita celej sústavy a zároveň dosiahnutá fázová bezpečnosť  $GM \in < 45^\circ; 60^\circ >$ .



**Obr. 9 Bodeho frekvenčné charakteristiky pre  $K = 2.10^5$**   
**Fig. 9 Bode frequency responses for  $K = 2.10^5$**

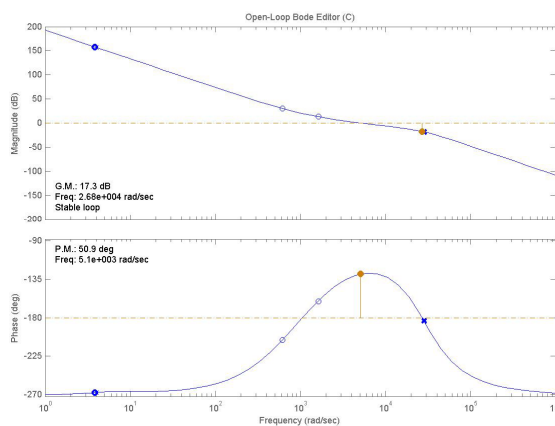
Ako je vidieť z obrázku (Obr. 9), sústava je pre  $K = 2.10^5$  stabilná a zároveň je dosiahnutá fázová bezpečnosť  $PM = 50,3^\circ \in < 45^\circ; 60^\circ >$ . Prenos ideálnej časti polohového servomechanizmu s dolnopriepustným filtrom druhého rádu a do série zapojeným PID regulátorom je nasledovný:

$$G_{BM}(s) = \frac{1}{20 \cdot 10^{-3} s^2} \cdot \frac{28400^2}{s^2 + 2 \cdot 0,7 \cdot 28400 s + 28400^2} \cdot 2 \cdot 10^5 \left( 1 + \frac{1}{2,24 \cdot 10^{-3} s} + 4,47 \cdot 10^{-4} s \right) \quad (32)$$

## 5. Zapríčinenie nestability prídavným módom

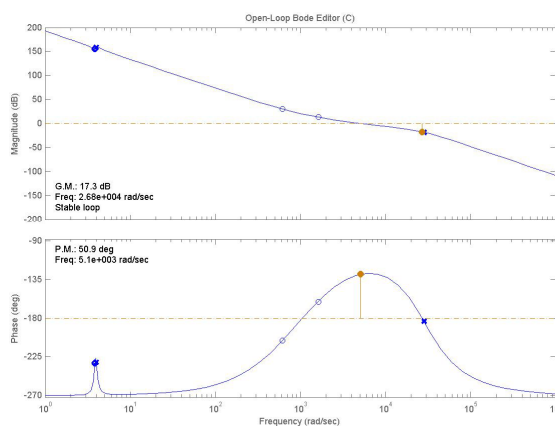
V bežnej praxi sa vplyv prídavného módu nemusí brať do úvahy, lenže tento prídavný mód môže za určitých podmienok spôsobiť nestabilitu celej mechatronickej sústavy. Ďalej bude poukázané na fakt, že tento prídavný mód môže zapríčiniť nestabilitu.

V ďalšom výklade sa bude uvažovať už vyššie navrhnutý PID regulátor, ako aj jeden prídavný mód (viď. prenos 14). Variabilnou konštantou nech je konštanta tlmenia mechanickej sústavy  $b$ .



**Obr.10 Bodeho frekvenčné charakteristiky pre  $b = 2$**   
**Fig.10 Bode frequency responses for  $b = 2$**

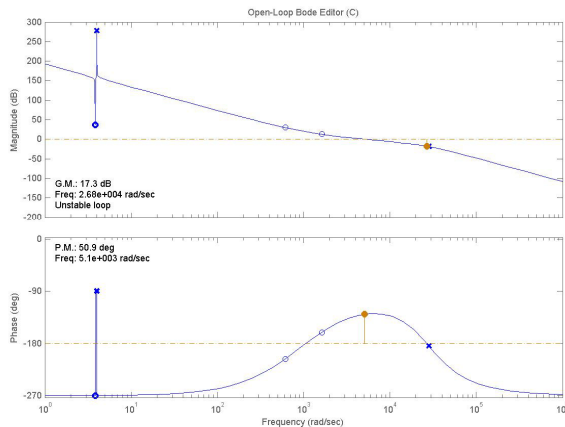
Na obrázku (Obr. 10) je znázornená Bodeho logaritmickej amplitúdová frekvenčná charakteristika (LAFCH) a Bodeho logaritmickej fázová frekvenčná charakteristika (LFFCH). Pre tlmenie mechatronickej sústavy  $b = 2$  je táto sústava stabilná.



**Obr.11 Bodeho frekvenčné charakteristiky pre  $b = 1.10^{-1}$**

**Fig.11 Bode frequency responses for  $b = 1.10^{-1}$**

Na obrázku (Obr. 11) je znázornená Bodeho LAFCH a Bodeho LFFCH. Pre tlmenie mechatronickej sústavy  $b = 1.10^{-1}$  je táto sústava stále stabilná.



**Obr.12 Bodeho frekvenčné charakteristiky**  
pre  $b = 1.10^{-10}$

**Fig.12 Bode frequency responses for  $b = 1.10^{-10}$**

Na obrázku (Obr. 12) je znázornená Bodeho LAFCH a Bodeho LFFCH. Pre tlmenie mechatronickej sústavy  $b = 1.10^{-10}$  je táto sústava nestabilná. To znamená, že pri kmitaní prídavného módu nebude možné spoľahlivo riadiť polohu aktuátora.

## Záver

V rámci tohto príspevku bol posúdený vplyv prídavného módu mechanickej podsústavy prehrávača CD na stabilitu systému riadenia radiálnej polohy. Riadiaca časť polohového servomechanizmu bola realizovaná PID regulátorom, tak aby fázová bezpečnosť bola  $PM = 50^\circ$ . Okrem toho bol použitý dolnopriepustný filter druhého rádu s činiteľom tlmenia  $\zeta_F = 0,7$  na potlačenie šumu snímača. Regulátor bol navrhnutý pre prípad, že mechanická časť neobsahuje žiaden prídavný mód, a teda je reprezentovaná tuhým telesom. V ďalšej časti bolo navrhnuté odtlmenie základne tak, aby amplitúda zrýchlenia pôsobiaca z vonku na prehrávač CD ( $50 \text{ ms}^{-2}$ ) sa v snímačej jednotke znížila na hodnotu  $10 \text{ ms}^{-2}$ . Pre toto nové usporiadanie mechanickej podsústavy bol vyšetrený vplyv prídavného kmitavého módu na stabilitu polohového servomechanizmu pri rôznych hodnotách koeficientu tlmenia  $b$ . Ako je vidieť z grafov (Obr. 10), (Obr. 11) a (Obr. 12), koeficient tlmenia  $b$  nám ovplyvňuje rezonančnú a antirezonančnú amplitúdu, ktoré sa vyskytujú pri uhľovej frekvencii  $\omega \approx 4 \text{ rad.s}^{-1}$ . Destabilizačný účinok zapríčiňuje antirezonančná amplitúda a to vtedy, keď jej amplitúda klesne pod hodnotu  $0 \text{ dB}$ . Tento prípad nastal, ak koeficient tlmenia bol  $b = 1.10^{-10}$ . Z vykonanej analýzy vyplýva, že pri návrhu polohového servomechanizmu môže prídavný mód mechanickej podsústavy zapríčiniť nestabilitu celého polohového servomechanizmu.

## PodĎakovanie

Autor týmto ďakuje Slovenskej grantovej agentúre pre vedu GU VEGA 1/2188/05 „Výskum princípov lokomócie potrubného stroja v potrubí za účelom ťahania káblov do existujúcich potrubných sietí“ a GU VEGA 1/3078/06 „Špecifické aspekty merania koncentrácie tuhých znečisťujúcich látok v pracovnom prostredí pomocou optických metód

a kalibrácie optických metód merania pomocou referenčných metód“ za čiastkovú podporu tejto práce.

## Literatúra

- [1] Rankers, A. M.: MACHINE DYNAMICS IN MECHATRONICS SYSTEMS. An Engineering Approach, © Philips Electronics N. V., 1997, ISBN: 90-365-0957-2.
- [2] Cetinkunt, S.: Mechatronics, University of Illinois at Chicago, 2006, ISBN 13-978-0-471-47987-1.
- [3] Gmíterko, A.: Mechatronika pre AT, prednášky, Košice, 2001.
- [4] Gmíterko, A.: Mechatronika. Hnacie faktory, charakteristika a koncipovanie mechatronických sústav, Emilena tlačiareň, Košice, 2004, ISBN 80-8073-157-8.
- [5] Chen, M., Lee, H.: Hard Disk Drive, Servo Systems, Springer-Verlag London, 2002, ISBN 1-85233-500-9.
- [6] Chlebová, Z.: Riadené kmitanie – prednášky, Košice, 2004.
- [7] Isermann, R.: Mechatronics systems: fundamentals, Springer-Verlag London Berlin Heidelberg, 2003, ISBN 1-85233-693-5.
- [8] Kozák, Š., Kajan, S.: Matlab – Simulink I, STU, Bratislava, 1999, ISBN 80-227-1213-2.
- [9] Mikleš, J., Hutla, V.: Teória automatického riadenia, Alfa, Bratislava, 1986.
- [10] Zítek, P.: Matematické a simulační modely, ČVUT, Praha, 1996, ISBN 80-01-01524-6.

## Abstract

The article treat about influence of dynamic effects of mechanical subsystem to the stability of positional servomechanism of CD player. Neglecting these dynamic effects in designing process may arrive in operation of positional servomechanism to its destabilization. To avoid these problems, it is needs in designing process to examine dynamic behaviour of mechanical subsystem and appreciate the influence of its modal contributions to the stability of positional servomechanism.

prof. Ing. Alexander Gmíterko, PhD.  
Ing. Maroš Kordiak

Technická univerzita v Košiciach  
Strojnícka fakulta  
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky  
Letná 9  
042 00 Košice  
e-mail: alexander.gmíterko@tuke.sk  
maros.kordiak@tuke.sk