

THE NECESSARY POWER FOR THE OPERATION OF SEMIACTIVE VIBRATION CONTROL SYSTEMS.

I. Ballo*

Summary: *In the paper the theoretical power consumption of a semiactive linear quarter-car model is examined.*

1. Úvod

Pre zlepšenie vibroizolačných vlastností motorových vozidiel a pre zníženie silových účinkov, prenášaných pri jazde vozidla do jazdnej dráhy, sa do konštrukcie ich podvozku zavádzajú rozličné regulačné systémy. Podľa toho, ktorý prvok v odpružení vozidla sa regulačnou sústavou ovplyvňuje, možno ich rozdeliť do dvoch skupín. Ak sa regulačným zásahom ovplyvňuje tuhosť pružiaceho elementu, zvykne sa sústava nazývať aktívnou. Ak sa ovplyvňuje tlmiaci koeficient hydraulického tlmiča, nazývajú takúto sústavu semiaktívnou.

Vo veľkej väčšine doterajších prác sa vlastnosti aktívnych i semiaktívnych sústav hodnotili z dvoch hľadísk: stanovovalo sa vertikálne zrýchlenie na odpruženom telese a veľkosť dynamickej zložky sily, prenášanej za jazdy vozidla do jazdnej dráhy. Ovšem v reálnych konštrukciách majú význam aj ďalšie faktory.

Predovšetkým je to otázka úspornosti danej sústavy, najmä nevyhnutný príkon, potrebný na jej prevádzku. Pri rozhodovaní či sa v konkrétnej konštrukcii použije aktívny alebo semiaktívny systém, je veľkosť príkonu dôležitým argumentom. Problémom nevyhnutného príkonu v jednej konkrétnej aktívnej sústave sa zaoberal Ballo (2005). Tento príspevok bude

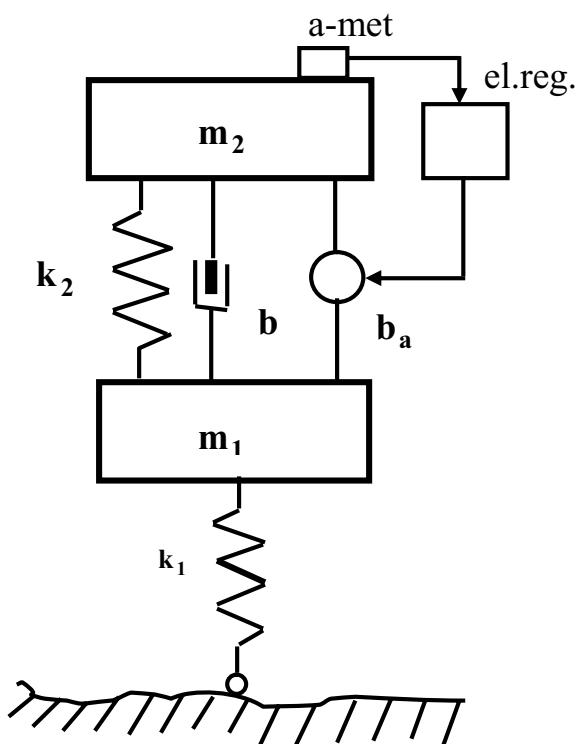
* Prof. Ing. Igor Ballo, DrSc., Ústav materiálov a mechaniky strojov SAV, Račianska 75, 831 02 Bratislava 3, Slovenská republika. Tel.: 00421 2 59309413, 00421 903 941192, e-mail: ummsibal@savba.sk.

zameraný na druhú sústavu, teda na stanovenie nevyhnutného príkonu, potrebného na prevádzku semiaktívnej sústavy.

2. Matematický model skúmanej sústavy

Predmetom skúmania v tejto práci bude tzv. štvrtinový mechanický model vozidla, znázornený na obr. č.1. Budeme predpokladať, že je lineárny, typu "sky hook" a okrem lineárneho hydraulického tlmiča zanedbáme ostatné disipatívne účinky. Budeme ďalej počítať s tým, že pneumatika je nahradená pružinou k_1 a že jej styk s jazdnou dráhou je bodový. Pre popis náhodného profilu jazdnej dráhy použijeme výrazy, uvedené v knihe Mitschkeho (1972) a v článku Robsona (1979). O vozidle budeme predpokladať, že sa po jazdnej dráhe pohybuje priamočiare, ustálenou rýchlosťou v [m/s].

Rovnice, popisujúce zvislé výchylky y_1, y_2 oboch telies o hmotnosti m_1, m_2 sú:



Obr. 1.

$$m_1 \ddot{y}_1 + b \dot{y}_1 + (k_1 + k_2) y_1 - (b + b_a) \dot{y}_2 - k_2 y_2 = k_1 y_0 \quad (1a)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + (b + b_a) \dot{y}_2 + k_2 y_2 - b y_1 - k_2 y_1 = 0 \quad (1b)$$

Ak rovnice (1) podrobíme Fourierovej transformácii a súčasne budeme Fourierove obrazy premenných označovať veľkými písmenami, dostaneme:

$$[-m_1 \omega^2 + i \omega b + (k_1 + k_2)] Y_1 - [i \omega (b + b_a) + k_2] Y_2 = k_1 Y_0 \quad (2a)$$

$$- [i \omega b + k_2] Y_1 + [-m_2 \omega^2 + i \omega (b + b_a) + k_2] Y_2 = 0 \quad (2b)$$

Zápis rovníc (2) môžeme ďalej zjednodušiť, ak označíme maticu sústavy (2) ako A a z obrazov premenných vytvoríme stĺpcové matice:

$$Y = \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} \quad Y_0 = \begin{bmatrix} Y_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3a, b)$$

$$AY = Y_0 \quad (4)$$

Ak označíme inverznú maticu k matici A ako B , potom vektor obrazov premenných bude:

$$Y = k_1 B Y_0 \quad (5)$$

Alebo rozpísaním vektorovej rovnice (5) na zložky, dostaneme Fourierove obrazy oboch premenných:

$$Y_1 = k_1 \cdot B(1,1) \cdot Y_0 \quad Y_2 = k_1 \cdot B(2,1) \cdot Y_0 \quad (6a,b)$$

3. Výpočet výkonu, potrebného na prevádzku sledovanej semiaktívnej sústavy

Pre výpočet výkonových parametrov použijeme vzťah, odvodený v skoršej autorovej práci (Ballo, 1995):

$$\bar{N} = \int_0^\infty |H_{\Delta\dot{y}}| \cdot |H_f| \cdot \cos(\Theta_{\Delta\dot{y}} - \Theta_f) \cdot S_{y_0 y_0} \cdot d\omega \quad (7)$$

Význam jednotlivých symbolov v predošlej rovnici (7) je nasledujúci:

$\bar{N}$ - stredný výkon, vygenerovaný v danom prvku sústavy. V sledovanej sústave to je hydraulický tlmič

$|H_{\Delta\dot{y}}|$, $|H_f|$ - absolútne hodnoty frekvenčných prenosov rozdielu rýchlostí na oboch koncoch prvku a sily, prenášanej prvkom.

$\Theta_{\Delta\dot{y}}$, Θ_f - fázy frekvenčných prenosov rozdielu rýchlostí na oboch koncoch prvku a sily, prenášanej prvkom.

$S_{y_0 y_0}$ - spektrálna výkonová hustota budiacej náhodnej funkcie, v sledovanom prípade je to spektrálna výkonová hustota nerovnosti jazdnej dráhy.

Pre stanovenie všetkých požadovaných výkonových parametrov je treba vypočítať nasledujúce frekvenčné prenosy:

Frekvenčný prenos rozdielu rýchlostí koncov tlmiča:

$$H_{\Delta T} = i\omega [B(2,1) - B(1,1)] \quad (8a)$$

Frekvenčný prenos sily prenášanej paralelným spojením tlmiča a generátora sily :

$$H_{FT} = i\omega k_1 b \left[\left(1 + \frac{b_a}{b} \right) B(2,1) - B(1,1) \right] \quad (8b)$$

Frekvenčný prenos rýchlosti telesa m_1 :

$$H_{\Delta P} = i\omega k_1 \cdot B(1,1) \quad (8c)$$

Frekvenčný prenos sily, prenášanej pružinou k_1 . Je to sila, ktorou pôsobí jazdná dráha na pohybujúce sa vozidlo:

$$H_{FP} = k_1 \cdot [k_1 B(1,1) - 1] \quad (8d)$$

Dosadením frekvenčných prenosov (8) do základného vzťahu (7), možno stanoviť výkon, ktorý vchádza do sústavy cez bodový styk s jazdnou dráhou. Tento výkon bude:

$$\overline{N}_P = \int_0^\infty |H_{\Delta P}| \cdot |H_{FP}| \cdot \cos(\Theta_{\Delta P} - \Theta_{FP}) \cdot S_{y_0 y_0} \cdot d\omega \quad (9a)$$

Podobne možno stanoviť aj výkon, vyžiarovaný tlmičom:

$$\overline{N}_T = \int_0^\infty |H_{\Delta T}| \cdot |H_{FT}| \cdot \cos(\Theta_{\Delta T} - \Theta_{FT}) \cdot S_{y_0 y_0} \cdot d\omega \quad (9b)$$

4. Číselné výsledky

Pri konkrétnych výpočtoch použijeme parametre, ktoré uvádza Besinger a spol. (1995). Sú to:

$$m_1 = 420 \text{ kg}, m_2 = 4450 \text{ kg}, k_1 = 1950 \text{ kN/m}, k_2 = 500 \text{ kN/m}, b = 30 \text{ kNs/m} \quad (10)$$

Intenzitu pôsobenia "sky hook" charakterizuje konštanta b_a . V práci Besingera a spol. sa jej hodnota neuvádza. Možno ju iba odhadnúť na $b_a = 30 \text{ kNs/m}$. Takúto hodnotu uvádza aj Múčka (1998), ktorý ju stanovil pomocou optimalizačných úvah. Pre porovnanie v tabuľke číselných výsledkov uvedieme aj hodnoty výkonu pre $b_a = 10 \text{ kNs/m}$.

Matematickým popisom nerovnosti jazdnej dráhy sa zaoberali viacerí autori. V tejto práci sa pridržíme výsledkov prác Mitschkeho (1972) a Robsona (1979). Náhodné funkcie, popisujúce nerovnosti jazdnej dráhy, budeme uvažovať pre tri varianty: autostrády (motorway), cesty 1. triedy (principal road) a cesty nižších tried (minor road).

V nasledujúcej tabuľke sú uvedené výkony, vypočítané pomocou vzťahov (9a,b). Stredný výkon $\bar{N}_S$, ktorý je treba dodať do semiaktívnej sústavy pre zabezpečenie jej činnosti, je daný rozdielom oboch spomínaných stredných výkonov:

$$\bar{N}_S = \bar{N}_T - \bar{N}_P \quad (10)$$

Tabuľka teoretických stredných hodnôt výkonov [W]

	$\bar{N}_P$	$\bar{N}_T$	$\bar{N}_T$	$\bar{N}_T$	$\bar{N}_S$	$\bar{N}_S$
b_a [kNs/m]	0	0	10	30	10	30
autostrády	72.59	72.59	96.09	142.36	24.50	69.77
cesty 1. triedy	345.61	345.61	459.11	684.41	113,50	338.80
cesty nižších tr.	663.25	663.25	878.83	1304.21	215.58	640.96

5. Zhodnotenie a záver

V predošlej práci autora (Ballo, 2005), zameranej na stanovenie stredných hodnôt výkonov, potrebných na zabezpečenie prevádzky jedného typu aktívnej sústavy, boli odhadnuté aj výkony, potrebné na zabezpečenie prevádzky semiaktívnej sústavy, identickej ako v tejto práci. Ukázalo sa, že odhad v predošlej práci sa celkom dobre zhodoval s výsledkami v tejto práci. Zaujímavý je aj podrobnejší pohľad na predošlú tabuľku. Stojí za povšimnutie, že hodnoty výkonov v prvých dvoch stĺpcoch sú identické. Skutočnosť, že výkony, privedené do sústavy zo styku s jazdnou dráhou sa rovnajú výkonom, vyžiareným tlmičom v prípade, ak nepôsobí sústava "sky hook", sa dá potvrdiť aj analyticky, vid' Kožešník (1979). Že takýto výsledok poskytol aj výpočet rovnicami (9), potvrdzuje ich opodstatnenosť.

6. Literatúra

- Besinger, F.H., Cebon, D. & Cole, D.J. (1995) Force Control of a Semi-Active Damper. *Vehicle System Dynamics*, 24, 9, pp. 695-723.
- Ballo, I. (1995) Power Requirement of Active Vibration Control. *Vehicle System Dynamics*, 24, 9, pp. 683-691.
- Ballo, I. (2005) Effectiveness of the active and semiactive vibration control systems, in: *Proc. ENGINEERING MECHANICS 2005, Svratka, 9.-12.5.*

- Múčka, P. (1998) *Assessing the possibilities of active suspension application in heavy vehicles* (in Slovak) PhD thesis. Institute of Materials and Machine Mechanics SAS, Bratislava, 110 p.
- Mitschke, M. (1972) *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer-Verlag Berlin.
- Robson, J. D. (1979) Road surface description and vehicle response. *Int. J. of Vehicle Design*, 1, 1, pp. 25-35.
- Karnopp, D., Crosby, M.J. & Harwood, R.A. (1974) Vibration Control using semiactive force generators. *Transactions of ASME, J. of Engineering for Industry*, 96, pp. 619-626.
- Kožešník, J. (1979) *Kmitání mechanických soustav*. Academia, Praha.
- Stein, G.J. (2001) Power flow in a simple linear active vibration control system and system vibration control efficiency. *Proc. Inter-Noise 2001*, Hague August 27-30.