

## EFFECTIVENESS OF THE ACTIVE AND SEMIACTIVE VIBRATION CONTROL SYSTEMS.

I. Ballo

**Summary:** *In the paper the properties of active and semiactive suspensions of heavy goods vehicle are compared. The criteria of comparison were the RMS sprung mass vertical acceleration, RMS dynamic tyre force and the power consumption. The active system was based on the air spring with controlled in-flow and out-flow of the air. In the semi-active system a controlled hydraulic damper was employed*

### 1. Úvod.

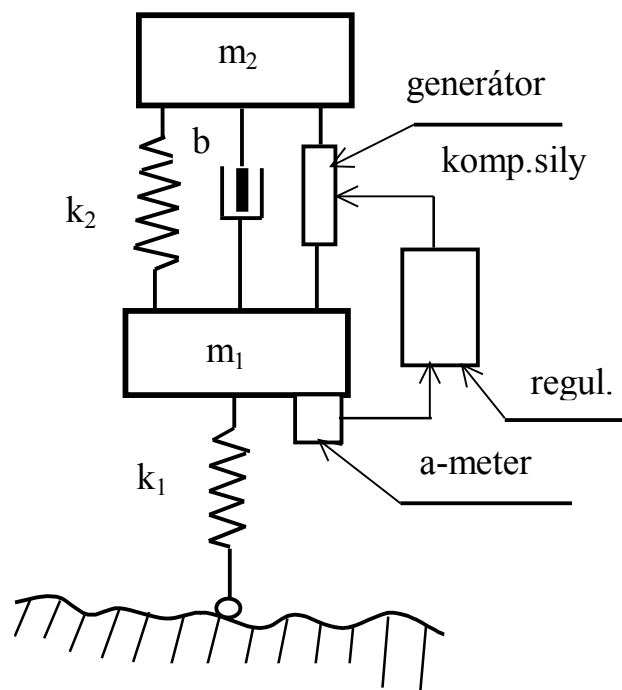
V dôsledku dostupnosti výkonných a spoľahlivých elektronických prvkov, sa aj v konštrukcii automobilov začínajú používať rozličné automatizačné systémy, zlepšujúce ich užitnú hodnotu. V odpružení sú to semiaktívne a aktívne vibroizolačné sústavy.

Argumentom pri voľbe aktívnej alebo semiaktívnej sústavy, býva nielen ich funkčná účinnosť, ale aj veľkosť výkonu, potrebného na ich prevádzku. Pri tom sa o veľkosti oboch faktorov často uvažuje oddelene, čo môže nepriaznivo ovplyvniť rozhodovanie o použití jedného z oboch sústav.

Ambíciou tohto príspevku je práve odstrániť túto nevýhodu tým, že o oboch hľadiskách budeme uvažovať v ich vzájomných súvislostiach. U aktívnych systémov vyšetríme ich vibroizolačné a výkonové parametre pomocou matematického modelovania, zatiaľčo u semiaktívnych ich preberieme z článku v časopise Vehicle system dynamics (Besinger & spol.),

Vyšetrovanie aktívnych sústav urobíme tak ako v práci Besinger a spol. pomocou 1/4 modelu automobilu, pohybujúceho sa na

náhodne nerovnej jazdnej dráhe, ktorej profil bol popísaný v knihe Mitschkeho a v článku



obr. 1.

Robsona. O pružine, zaradenej medzi obe telesá budeme predpokladať, že je to často používaná vzduchová pružina.

Aby bolo možné jednoducho porovnať aspoň v základných rysoch vlastnosti oboch sústav v odpružení, parametre mechanického 1/4 modelu automobilu boli prevzaté z práce Besingera & spol. Metodika výpočtu výkonu, potrebného na prevádzku aktívnej vibroizolačnej sústavy, bola prevzatá z oboch prác Ballu. Pri formulovaní matematického modelu aktívnej sústavy sme vychádzali z predpokladu jej lineárnosti.

## 2. Matematický model.

Matematický model vyplýva z mechanickej schémy, znázornenej na obr. č. 1. Teleso, označené ako  $m_1$  predstavuje t.zv. neodpruženú hmotu,  $m_2$  je odpružená hmota. Pasívna pružina  $k_1$  modeluje tuhosť pneumatiky a pasívna pružina  $k_2$  spolu s generátorom kompenzačnej sily, fyzicky tvoriacej jeden celok, znázorňujú nosný element medzi oboma telesami. Pasívna pružina predstavuje nosnú funkciu vzduchovej pružiny. Sila, ktorú pri tom prenáša, je daná efektívnou plochou pružiny  $S$  [ $m^2$ ] a stredným tlakom v pružine  $p_0$  [Pa]. Naprotitomu generátor kompenzačnej sily predstavuje premennú silu, ktorá vzniká dofukovaním a vypúšťaním vzduchu do/z pružiny. O hydraulickom tlmiči o tlmiacej konštante  $b$  [ $Nsm^{-1}$ ] predpokladáme jeho lineárnosť.

Aby sme mohli porovnať výsledky, získané analýzou aktívnej sústavy s výsledkami, ktoré uvádzajú Besinger a spol. pre semiaktívny systém, pre ďalší postup použijeme číselné hodnoty parametrov matematického modelu podľa Besingera a spol., teda:

$$m_1 = 420[\text{kg}] \quad m_2 = 4450[\text{kg}] \quad k_1 = 1950[\text{kN/m}] \quad k_2 = 500[\text{kN/m}] \quad b = 30[\text{kNs/m}] \quad (1)$$

Matematický model sústavy, znázornenej na obr. 1 bude:

$$m_1 \ddot{x}_1 + b(1-d)\dot{x}_1 + (k_1 + k_2(1-d))x_1 - b\dot{x}_2 - k_2 x_2 = k_1 x_a \quad (2a)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + b\dot{x}_2 + k_2 x_2 - b(1-d)\dot{x}_1 - k_2(1-d)x_1 = 0 \quad (2b)$$

Okrem parametrov, uvedených v (1), je v predošlých rovniciach uvedený aj parameter "d". Vyjadruje stupeň kompenzácie nežiadúceho kmitania v aktívnej vibroizolačnej sústave. Jeho zmysel a význam bude zrejmý z nasledujúceho textu.

Na pravej strane rovnice (2a) je uvedená budiaca funkcia  $x_a(t)$ . Je to náhodná premenná, vyjadrujúca náhodný profil jazdnej dráhy. Jej priebeh popisuje vo svojej knihe už Mitschke a v upravenej forme aj Robson. Prevzal ho Besinger a spol. a popísal pomocou spektrálnej výkonovej hustoty (SVH)  $S_{uu}(\nu)$

$$S_{uu}(\nu) = \kappa \nu^{-n} [\text{m}^3 / \text{cycle}] \quad (3)$$

V tejto práci prevezmeme tiež túto definíciu SVH s parametrami, ktoré uvádza aj Besinger a spol. Budú to parametre pre tri typy jazdnej dráhy, pre diaľnice a rýchlostné komunikácie (motorway), pre cesty prvej triedy (principal roads) a pre cesty nižších kategórií (minor roads):

Typ jazd. dráhy	$\kappa$ [ $\text{m}^{1/2}/\text{cycle}^{-3/2}$ ]	n	Rýchlosť [km/h]
diaľnica	$7 \cdot 10^{-8}$	2.5	110
cesty 1. triedy	$44 \cdot 10^{-8}$	2.5	80
cesty nižších tried	$135 \cdot 10^{-8}$	2.5	50

Obmedzenia na premennú  $\nu$  [cycle/m] tak, aby sa dala vo výpočtoch použiť SVH jazdnej dráhy podľa rovnice (3), sú uvedené v práci Robsona.

Pre ďalšie výpočty bude vhodné rovnice (2) upraviť. Predovšetkým prejdeme od originálov k Fourierovským obrazom, označovaným veľkými písmenami. Pripravíme sa tiež

na výpočty efektívnych hodnôt (resp. smerodatných odchýliek) tým, že obraz budiacej funkcie položíme rovné jednej. Tým dostaneme rovnice pre zväčšujúce faktory premenných (ZFP)  $X_1, X_2$ . Tieto rovnice v maticovej forme budú:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b(1-d) & -b \\ -b(1-d) & b \end{bmatrix} \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 + k_2(1-d) & -k_2 \\ -k_2(1-d) & k_2 \end{bmatrix} \quad \mathbf{X} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} \quad \mathbf{X}_k = \begin{bmatrix} k_1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{D} = -\omega^2 \mathbf{M} + i\omega \mathbf{B} + \mathbf{K} \quad \mathbf{D}\mathbf{X} = \mathbf{X}_k \quad (4a,b,c)$$

Pre ďalší výpočet sú potrebné zväčšujúce faktory pre zrýchlenie telesa  $m_2$  vo zvislom smere (Z) a pre silu, prenášanú do jazdnej dráhy (F). Z rovnice (4c) vypočítame ZFP premenných

$$\mathbf{D}^{-1} = \mathbf{A} \quad \mathbf{X} = \mathbf{A}\mathbf{X}_k \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} A(1,1) & A(1,2) \\ A(2,1) & A(2,2) \end{bmatrix} \quad (5a,b,c)$$

Pomocou symbolov v rovniciach (5), stanovíme zväčšujúci faktor zrýchlenia na telese  $m_2$ :

$$Z = -\omega^2 \cdot k_1 \cdot A(2,1) \quad (6)$$

a sily, prenášanej do jazdnej dráhy:

$$F = k_1^2 \cdot A(1,1) \quad (7)$$

Zväčšujúce faktory (6),(7) použijeme na výpočet efektívnych hodnôt zvislého zrýchlenia  $a_{eff}$  [ $\text{ms}^{-2}$ ] na telese  $m_2$ , ako miery vibroizolačnej ochrany a dynamickej zložky sily, prenášanej do jazdnej dráhy  $f_{eff}$ , ako miery bezpečnosti jazdy a opotrebovania jazdnej dráhy:

$$a_{eff} = \int |Z|^2 \cdot S_{uu} d\omega \quad f_{eff} = \int |F|^2 \cdot S_{uu} \cdot d\omega \quad (8a,b)$$

### 3. Generovanie kompenzačnej sily.

Ako sme už spomenuli, pri návrhu mechanickej schémy 1/4 modelu automobilu sme počítali s tým, že pružným členom medzi oboma telesami bude vzduchová pružina. Predpokladáme ďalej, že kompenzačnú silu, zvyšujúcu vibroizolačný efekt odpruženia vozidla, vytvoríme pomocou prifukovania, resp. vypúšťania vzduchu do/z pružiny. Túto funkciu bude realizovať posúvač (ventil), ovládaný elektrickým signálom  $u_1$  [V], resp. vo forme Fourierovského obrazu  $U_1$ .

Ballo v článku "Properties of Air Spring..." ukázal, že prítok a odtok vzduchu, riadený elektricky ovládaným posúvačom možno pokladať za generátor kompenzačnej sily  $P_k(U_1)$ , ktorého vlastnosti možno popísať jeho charakteristikou  $\Psi(\omega)$ , závislou na uhlovej frekvencii  $\omega$ :

$$P_k = \Psi(\omega) \cdot U_1 \quad (9)$$

Meraním, popísaným v spomínanom článku sa ukázalo, že charakteristika  $\Psi(\omega)$  v oblasti nízkych frekvencií má nevhodný priebeh, ktorý je treba korigovať korekčnou funkciou  $\Phi(\omega)$  tak, aby platilo:

$$\Psi \cdot \Phi = \frac{\alpha}{i\omega} \quad (10)$$

kde  $\alpha$  je konštanta. Riadiaci signál  $U_1$  možno odvodiť zo signálu akcelerometra, snímajúceho zrýchlenie telesa  $m_1$   $U_r = -\gamma\omega^2 \cdot X_1$ , po jeho integrácii v exponenciálnom

integrátore  $U_{s1} = -\frac{\beta U_r}{i\omega}$ . Druhú časť riadiaceho signálu  $U_{s2}$  odvodíme priamo zo signálu akcelerometra  $U_{s2} = \delta U_r$ . Ak ďalej nastavíme konštanty  $\alpha, \beta, \gamma, \delta$  tak, aby platili vzťahy

$$\alpha \cdot \beta \cdot \gamma = d \cdot k_2 \quad \alpha \cdot \delta \cdot \gamma = d \cdot b \quad (11a,b)$$

dostaneme výraz pre kompenzačnú silu vo tvare:

$$P_k = \Psi\Phi(U_{s1} + U_{s2}) \equiv d \cdot \left(\frac{b}{i\omega} + k_2\right) \cdot X_1 \quad (12)$$

konštantou  $d$ , ktorá vystupuje v predošlých rovniciach, nastavujeme stupeň kompenzácie. Predpokladáme, že túto konštantu volíme z intervalu  $(0,0.9)$ .

Po aplikovaní kompenzačnej sily pri zostavovaní pohybových rovníc, vzniknú rovnice (2).

#### 4. Aktívna sústava - číselné výsledky.

V tejto časti uvedieme v prehľadnej forme číselné výsledky efektívnych hodnôt zrýchlenia na telese  $m_2$ , efektívnej hodnoty dynamickej časti sily, prenesenej do jazdnej dráhy, ako aj stredný výkon, potrebný na prevádzku aktívnej vibroizolačnej sústavy.

d	$a_{eff}$ [ $ms^{-2}$ ]	$f_{eff}$ [kN]	N [W]
<u>Diaľnica</u>			
0.0	0.0772	1.9684	0.0
0.25	0.0582	1.97	37.7
0.5	0.0390	1.9680	75.6
<u>Cesty 1. triedy</u>			
0.0	0.2147	4.7278	0.0
0.25	0.1623	4.7266	123.2
0.5	0.1087	4.7257	247.7
<u>Cesty nižších tried</u>			
0.0	0.6891	8.6461	0.0
0.25	0.5306	8.63	723.2
0.5	0.3603	8.6098	1477.7

#### 5. Porovnanie vlastností semiaktívnej a aktívnej sústavy.

Problémami, súvisiacimi so semiaktívnou sústavou odpruženia sa zaoberali Besinger a spol. V citovanom článku podali podrobný popis postupu a dosiahnutých výsledkov experimentálneho a teoretického výskumu konkrétnej semiaktívnej sústavy odpruženia nákladného vozidla. Výskum a jeho popis bol dôkladný, preto zverejnené údaje možno pravdepodobne pokladať za reprezentatívne pre širšiu skupinu semiaktívnych sústav.

Ako obvykle, dosiahnuté výsledky hodnotili podľa dvoch kritérií:

- podľa efektívneho zvislého zrýchlenia odpruženého telesa  $m_2$  (ZOT)
- podľa efektívnej sily, prenášanej do jazdnej dráhy (SJD)

pre tri druhy jazdnej dráhy, uvedené aj v tejto práci.

Stanovené číselné hodnoty uvádzali v absolútnych aj pomerných hodnotách. V pomerných hodnotách zníženie ZOT dosahovalo od 14 % do 26 %, s prevahou prípadov u vyšších hodnôt. U SJD zníženie bolo v rozmedzí 8% až 16%.

Na rozdiel od niekedy uvádzanej predstavy, že semiaktívne sústavy nepotrebujú prívod energie, resp. privádzaná energia je zanedbateľná, v citovanej práci sa uvádza konkrétna hodnota, potrebná na prevádzku semiaktívneho tlmiča. V experimentoch bol použitý menší tlmič z osobného vozidla, ktorý pracoval s prúdom 5 A, pri premennom

riadiacom napätí 0 V až  $\approx 10$ V. Ak budeme predpokladať, že riadiaci signál sa pohyboval väčšinou v okolí -5 V, potom odhad stredného príkonu je 25 W. Autori udávajú, že pri vyhodnocovaní experimentu a teoretických úvah počítali s paralelným radením 6-tich takýchto tlmičov. To znamená, že stredný príkon v reálnych podmienkach možno odhadnúť hodnotou 150 W.

Ak porovnáme tieto hodnoty s číselnými údajmi pre aktívnu sústavu tak zistíme, že podobné zníženie ZOT pomocou aktívnej sústavy dosiahneme pri stupni kompenzácie  $d=0.25$ , pri ktorom je aj potrebný príkon porovnateľný s príkonom semiaktívnej sústavy. Dá sa očakávať, že v reálnych sústavách by sa dal zvýšiť stupeň kompenzácie, pri nie príliš stúpnutom príkone. Pokiaľ ide o hardvérové vybavenie, je dnes u oboch systémov prakticky zhodné. Odber stlačeného vzduchu v potrebnom objeme pre zabezpečenie činnosti aktívnej sústavy by u nákladných vozidiel nemal byť problémom. Veľkosť SJD zavedením aktívnej sústavy sa podľa teoretických úvah by sa prakticky nezmenil.

## 6. Záver.

Účelom príspevku bolo porovnať vlastnosti dvoch sústav odpruženia vozidiel: semiaktívnej a aktívnej. Sústavy sa porovnávali podľa ich vibroizolačných vlastností a veľkosti sily, prenášanej do jazdnej dráhy. Pri porovnávaní sa bral do úvahy aj príkon, ktorý je potrebný na ich prevádzku. Údaje o aktívnej sústave sú výsledkom matematického modelovania autora. Pre ich základ poslužil 1/4 model vozidla so vzduchovou pružinou ako pružiaci element. Dofukovaním, resp. vypúšťaním vzduchu do/z pružiny sa dosahoval vibroizolačný efekt.

Údaje o semiaktívnej sústave boli prebraté z precízne spracovanej práce Besingera a spol. Parametre oboch sústav boli totožné, alebo veľmi blízke tak, aby bolo možné porovnať vlastnosti oboch sústav.

Pri tom sa ukázalo, že pomocou oboch sústav možno dosiahnuť veľmi podobné výsledky. Rozdiel bol však v tom, že riadený tlmič v semiaktívnej sústave pri tom pracoval prakticky na hranici svojich možností, zatiaľčo stupeň kompenzácie u aktívnej sústave pri porovnávaní dosahoval iba 25 %. Stupeň kompenzácie by bolo možné ďalej zvýšiť za cenu prijateľného zvýšenia príkonu.

## 7. Literatúra.

- Besinger, F.H., Cebon, D., Cole, D.J. (1995) Force Control of a Semi-Active Damper. *Vehicle Syst. Dynamics*, 24, No. 9, pp. 695-723.
- Robson, J.D. (1979) Road Surface Description and Vehicle Response. *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 1, No. 1, pp. 25-35.
- Mitschke, M. (1972) *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York.
- Quaglia, G., Sorli, M. (2000) Experimental and Theoretical Analysis of an Air Spring with Auxiliary Reservoir. *Proc. 6th International Symposium on Fluid Control*. Uverejnené na Internete.
- Gordon, T.J., Sharp, R.S. (1998) On Improving the Performance of Automotive Semi-Active Suspension Systems through Road Preview. *J. of Sound and Vibration* 217 (1), pp. 163-182.
- 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.
- Stein, G.J. (2001) On Power Flow in Passive and Active Vibration Control Systems. *Proc. Metody Aktywne Redukcji Drgan i Halasu*. Kraków-Krzynica, 2001, pp. 19-28.

- Ballo, I. (1995) Power Requirement of Active Vibration Control. *Vehicle Syst. Dynamics* Vol. 24, No. 9., Oct. 1995, pp. 683-691.
- Ballo, I. (2001) Properties of Air Spring as a Force Generator in Active Vibration Control Systems. *Vehicle Syst. Dynamics*, Vol. 35, No.1., pp. 67-72.