Prilog istraživanju uticaja parametara elasto-prigušnih elemenata na oscilatornu udobnost motornih vozila

MIROSLAV D. DEMIĆ, Akademija inženjerskih nauka, Beograd

Originalni naučni rad

UDC: 629.32.012.145

DOI: 10.5937/tehnika1705689D

Tokom razvoja motornih vozila, veliku ulogu ima dinamička simulacija, koja je zasnovana na modeliranju. Uloga modeliranja je veoma značajna u prvim fazama projektovanja, tokom definisanja opredeljujućih parametara. Literaturni izvori daju kompletne odgovore na uticaj sila u oprugama, amortizerima i pneumaticima na oscilatornu udobnost vozila, ali se retko ko bavio analizom parametara modela pomenutih elasto-prigušnih elemenata na oscilacije vozila. U ovom radu će biti učinjen pokušaj da se, na osnovu usvojenih modela opruga, amortizera i pneumatika, izvrši analiza uticaja njihovih parametara na oscilacije vozila. U te svrhe su korišćene tzv. funkcije osetljivosti

Ključne reči: vozilo, oscilatorni model funkcije osetljivosti

1. UVODNA RAZMATRANJA

U procesu razvoja motornih vozila, značajnu ulogu ima dinamička simulacija, koja je zasnovana na modeliranju, pa se u praksi koristi čitav spektar modela vozila [1-9]. Pretpostavimo da mehanički model posmatranog motornog vozila opisuje, u najopštijem obliku, diferencijalna jednačina [1]:

$$\ddot{Z} = \ddot{Z}(Z, A, U, L, Q, t) \quad (1)$$

gde su:

- Z - vektor generalisanih koordinata oscilatornog sistema,
- A - vektor oscilatornih parametara sistema,
- U - vektor upravljačkih funkcija,
- Q - vremenska funkcija pobude (od mikro-neravnina puta, rada motora, neuravnoteženih masa, neuniformnosti pneumatika i sl.).
- L - funkcija koja uzima u obzir slučajnu promenu karakteristika oscilatornih parametara, u toku eksploatacije vozila i
- t - vreme.

Opšte rešenje vektorske diferencijalne jednačine (1) se može napisati u obliku [1]:

$$Z = Z(A, U, L, t) \quad (2)$$

Jednostavniji slučaj je kada ne postoji funkcija upravljanja ($U=0$) i kada se ne uzima u obzir promena oscilatornih parametara, u toku eksploatacije vozila ($L=0$), tj:

$$Z = Z(A, t) \quad (3)$$

Analizom izraza (3) možemo zaključiti da oscilatorni parametri (krutosti i prigušenja) značajno utiču na oscilatorna kretanja masa vozila. Tokom dinamičke simulacije se sile u oprugama, amortizerima i pneumaticima, najčešće, aproksimiraju matematičkim modelima, u kojima figurišu konstante koje opredeljuju karakter i veličinu sila u pomenutim elementima. U literaturi je poznat uticaj sila tih elemenata na oscilacije (oscilatornu udobnost) vozila, ali su nedovoljno istraženi uticaji karaktera (parametara modela). U ovom radu je učinjen pokušaj istraživanja uticaja parametara modela na oscilatornu udobnost putničkog motornog vozila srednje klase [10] primenom. tzv. funkcija osetljivosti.

2. IZBOR OSCILATORNOG MODELA VOZILA

Struktura modela vozila se bira u zavisnosti od veličina koje treba analizirati [9]. Shodno tome, u praksi se koriste oscilatorni modeli različite strukture i složenosti [1-9]. Naime, pri izboru modela treba težiti da oni budu što jednostavniji, a da omoguće simulaciju željene veličine [1, 2, 7-9]. Imajući u vidu da je cilj ovih istraživanja bio da se analizira uticaj parametara

Adresa autora: Miroslav Demić, Akademija inženjerskih nauka, Beograd, Kraljice Marije 16

e-mail: demic@kg.ac.rs

Rad primljen: 05.07.2017.

Rad prihvaćen. 18.08.2017.

modela elasto-prigušnih elemenata na oscilatornu udobnost vozila, ocenjeno je korisnim da se posmatra oscilatorni model vozila koji se često, u literaturi, naziva i četvrtinskim modelom [6-9], slika 1.

Slika 1 - Ekvivalentni oscilatorni model vozila

Na slici su korišćene oznake:

- m_1, m_2 – neoslonjena i oslonjena masa četvrtinskog modela vozila, respektivno (u ovom slučaju 27,5 i 250 kg),
- F_o – sila u opruzi,
- F_a – sila u amortizeru, a
- F_p – sila u pneumatiku.

Sila u opruzi se može prikazati polinomom trećeg stepena [5]:

$$F_o = x_1 \Delta z_o + x_2 \Delta z_o^3 \quad (4)$$

gde su:

- x_1 i x_2 – parametri krutosti, a
- Δz_o – relativna deformacija opruge.

Istraživanja [11] su pokazala da sila u amortizeru ne zavisi samo od relativne brzine, već i od relativnog pomeranja i relativnog ubrzanja. Analize su pokazale da se model definisan u [5] koji obuhvata i transcendentne funkcije ubrzanja veoma teško može koristiti pri modeliranju vozila modelima sa više od jednog stepena slobode kretanja.

To proističe iz činjenice da je ubrzanje obuhvaćeno funkcijom tangens hiperbolikus, pa se u tom slučaju javljaju problemi rasprezanja diferencijalnih jednačina kretanja, za modele sa više stepeni slobode kretanja. Uz to, pokazalo se da je ubrzanje od manjeg uticaja na silu od pomeranja i brzine, pa je za dalje analize usvojen model amortizera [5], gde se sila opisuje je izrazom:

$$F_a = \{x_3 + x_{4,5} \cdot \Delta \dot{z}_a + x_6 \cdot \Delta \dot{z}_a^2 \cdot \text{sign}(\Delta \dot{z}_a)\} \cdot \left\{x_7 + x_8 \cdot \text{th}\left(\frac{\Delta z_a}{3 \cdot \sigma_{\Delta z_a}}\right)\right\} \quad (5)$$

gde su:

- Δz_a i $\Delta \dot{z}_a$ – relativno pomeranje i brzina, respektivno,
- $x_3, x_{4,5}, x_6, x_7$ i x_8 – parametri modela amortizera, a
- $\sigma_{\Delta z_a}$ – standardno odstupanje relativnog pomeranja oslonjene u odnosu na neoslonjenu masu.

Radialna sila u pneumatiku je, takođe, nelinearna [2], pa se često koristi izraz:

$$F_p = x_9 \Delta z_p + x_{10} \Delta z_p^2 - x_{11} \Delta z_p^3 \quad (6)$$

gde su:

- Δz_p – radialna deformacija pneumatika, a
- x_9, x_{10} i x_{11} – parametri radialne krutosti pneumatika.

Kao što je poznato, vertikalne oscilacije vozila zavise od vrste puta, brzine kretanja i broja putnika. Imajući to u vidu, analiza je izvršena za slučaj da se u vozilu nalaze dva putnika, pri kretanju karakterističnom brzinom od 20, m/s [10] po dobrom asfaltnom putu, čija je vremenska funkcija pobude prikazana na slici 2 [5]. Preciznije rečeno, kao pobuda je korišćena poliharmonijska funkcija definisana na bazi realnih vrednosti mikroneravnina puta, i korišćenu brzinu vozila od 20 m/s. Detaljniji opis matematičkog modela mikrofila puta čitaoci mogu naći u [5], pa o tome ovde neće biti reči.

Slika 2 - Korišćena funkcija pobude mikrofila puta za brzinu od 20 m/s

Kako je cilj ovog rada bio istraživanje osetljivosti parametara oscilatorne udobnosti (u ovom slučaju ubrzanja oslonjene i neoslonjene mase), na promenu parametara modela elasto-prigušnih elemenata, definisane su funkcije osetljivosti kao apsolutna vrednost

parcijalnog izvoda neke karakteristične veličine koja definiše ponašanje vozila po željenom parametru [12] (u željenoj oblasti ostalih parametara X). U ovom slučaju karakteristične veličine su bile ubrzanja oslonjene i neoslonjene mase, a željeni parametri $x_1 - x_{11}$.

$$f = \left| \frac{\partial(\cdot)}{\partial x(\cdot)} \right|_X \quad (7)$$

Kao što je poznato, odgovarajuća ubrzanja se mogu izračunati na osnovu diferencijalnih jednačina koje opisuju oscilatorna kretanja oslonjene i neoslonjene mase. Imajući u vidu usvojeni oscilatorni model vozila, korišćenjem Njutnovog zakona [6-9] napisane su diferencijalne jednačine oscilatornog kretanja vozila u obliku:

$$m_1 \ddot{z}_1 = F_0 + F_a - F_p \quad (8)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 = -F_0 - F_a \quad (9)$$

gde su:

- $\ddot{z}_1, \ddot{z}_2$ - ubrzanje neoslonjene i oslonjene mase mereno od ravnotežnog položaja, respektivno,
- F_0 - sila u opruzi (izraz (4)),
- F_a - sila u amortizeru (izraz 5), a
- F_p - radijalna sila u pneumatiku (izraz 6).

Tabela 1. Parametri modela

$x_1, \text{N/m}$	$x_2, \text{N/m}^3$	x_3, N	$x_4, \text{Ns/m}$	$x_5, \text{Ns/m}$	$x_6, \text{Ns/m}^2$	$x_7, -$	$x_8, -$	$x_9, \text{N/m}$	$x_{10}, \text{N/m}^2$	$x_{11}, \text{N/m}^3$
50000	500000	6.75	-3.171	0.007751	0.00284	-2.091	0.001521	500000	50000	10000

Funkcije osetljivosti su izračunavane za interval parametara 0.7 do 1.3 vrednosti datih u tabeli 1.

Tabela 2. Koraci za numeričko diferenciranje

$h_1, \text{N/m}$	$h_2, \text{N/m}^3$	h_3, N	$h_4, \text{Ns/m}$	$h_5, \text{Ns/m}$	$h_6, \text{Ns/m}^2$	$h_7, -$	$h_8, -$	$h_9, \text{N/m}$	$h_{10}, \text{N/m}^2$	$h_{11}, \text{N/m}^3$
500	500	0.2	0.02	0.0002	0.0001	0.02	0.0001	0.02	500	500

Tokom simulacije, uvedeno je ograničenje hoda sistema za oslanjanje i radijalne deformacije pneumatika od 0.05, m.

3. ANALIZA REZULTATA

Dinamička simulacija je izvršena numeričkim rešavanjem diferencijalnih jednačina (8 i 9) uz korišćenje podataka iz tabela 1 i 2, funkcije pobude prikazane na slici 2 i izračunavanjem funkcija osetljivosti primenom izraza (7). Napominje se da su funkcije osetljivosti izračunavane za svaki parameter modela opruge, amortizera i pneumatika (ukupno 11) i to kako za ubrzanja oslonjene, tako i za neoslonjene mase. Radi ilustracije, na slikama 3-6 prikazujemo delimične rezultate za ubrzanja oslonjene i neoslonjene mase vozila. Pored toga, ocenjeno je celishodnim da se uporedi uticaj pojedinih parametara modela opruge, amortizera

Imajući u vidu nelinearnu i složenu strukturu izraza (4, 5, 6), čak i u slučaju ovako jednostavnog modela vozila i kvazislučajni karakter funkcije pobude od mikroneravnina puta, očigledno je da je modeli opisan jednačinama (8, 9) složen i da se ne može rešiti u konačnom obliku. Zbog toga su diferencijalne jednačine drugog reda (8, 9) prevedene u sistem diferencijalnih jednačina prvog reda i numerički rešavane metodom Runge-Kuta, sa korakom integracije od 0.001, s u 20000 tačaka, što je obezbedilo pouzdanost rezultata u intervalu 0.05 do 500, Hz [13], što u potpunosti zadovoljava parametere oscilatorne udobnosti [1-4].

Tokom numeričke integracije diferencijalnih jednačina kretanja, funkcija tangenshiperbolikus je razvijena u Maklorenov red. Analize su pokazale da argument funkcije tangens hiperbolikus u izrazu (5) – pomeranje podeljeno sa trostrukom vrednošću standardnog odstupanja – leži u oblasti -1.8 to +1.8 (utvrđeno na osnovu eksperimentalnih rezultata [11]).

Ako se uoči činjenica da se argument posmatrane funkcije najčešće nalazi u intervalu -1 do 1, relativna greška aproksimacije pomenute funkcije Maklorenovim polinomom trećeg stepena je oko 9% [11], što se može prihvatiti kao dovoljno precizno. Tokom simulacije korišćeni su parametri modela elasto-prigušnih elemenata [11], dati u tabeli 1.

Numeričko diferenciranje izraza (7) vršeno je sa koracima koji su dati u tabeli 2.

i pneumatika na funkcije osetljivosti vertikalnih ubrzanja oslonjene i neoslonjene mase, a rezultati su delimično prikazani na slikama 7 - 9.

Slika 3 - Uticaj parametra x_1 na vertikalna ubrzanja oslonjene mase vozila

Slika 4 - Uticaj parametra x_3 na vertikalna ubrzanja oslonjene mase vozila

Slika 8 - Uticaj parametra x_8 na vertikalna ubrzanja oslonjene (B) i neoslonjene (C) mase vozila

Slika 5 - Uticaj parametra x_3 na vertikalna ubrzanja neoslonjene mase vozila

Slika 9 - Uticaj parametra x_9 na vertikalna ubrzanja oslonjene (B) i neoslonjene mase vozila (C)

U narednom tekstu će se analizirati rezultati dinamičke simulacije.

Analiza svih podataka, delimično ilustrovanih na slikama 3 i 4, pokazuje da parametri x_1 i x_2 izazivaju promenu funkcije osjetljivosti ubrzanja oslonjene mase sa promenljivim trendom (postoje varijacije). Parametar x_2 do oko 400000 utiče na porast funkcije osjetljivosti ubrzanja oslonjene mase, između 400000 i oko 550000 funkcija ima konstantnu vrednost, a sa daljim porastom opada. Uočeno je da porast parametara x_3 i x_9 dovodi do opadanja funkcija osjetljivosti ubrzanja oslonjene mase, dok priraštaj parametara, x_4 , x_5 , x_7 , x_8 i x_{11} izaziva porast funkcija osjetljivosti. Porast parametra x_6 do oko 0.0022 izaziva porast funkcije osjetljivosti, a sa daljim porastom ona ima konstantnu vrednost.

Analiza svih podataka, čiji su ilustrativni primeri dati na slikama 5 i 6 pokazuje istovetan uticaj parametara $x_1, x_2, x_3, x_4, x_6, x_7, x_8, x_9$ i x_{10} na funkcije osjetljivosti vertikalnih ubrzanja neoslonjene mase. Promena parametra x_{11} dovodi do konstantne vrednosti funkcije osjetljivosti, a porast parametra x_5 do oko 0.006 dovodi do porasta, sa daljom promenom dolazi do smanjenja nivoa funkcije osjetljivosti (do oko 0.0085), a zatim do porasta kada je on veći od oko 0.009.

Od interesa je da se izvrši i analiza uticaja posmatranih parametara na nivoe funkcija osjetljivosti

Slika 6 - Uticaj parametra x_5 na vertikalna ubrzanja neoslonjene mase vozila

Slika 7 - Uticaj parametra x_2 na vertikalna ubrzanja oslonjene (B) i neoslonjene mase vozila (C)

oslonjenih i neoslonjenih masa. Analiza svih podataka, čiji su ilustrativni primeri prikazani na slikama 7-9, pokazuje da su vibracije oslonjene mase osetljivije na promenu parametara opruge, amortizera i pneumatika od vibracija neoslonjenih masa. Ova činjenica nam govori da se prioritet pri projektovanju sistema za oslanjanje vozila daje oslonjenoj masi, pri čemu se moraju imati u vidu i rezonantne učestanosti, o kojima ovde neće biti reči.

4. ZAKLJUČAK

Izvršena istraživanja pokazuju da oscilatorna udobnost vozila, iskazana preko vertikalnih ubrzanja oslonjene i neoslonjene mase u značajnoj meri zavisi od oblika funkcija sila u oprugama, amortizerima i pneumaticima (definisanih parametrima modela pomenutih elasto-prigušnih elemenata). Karakter tog uticaja je u ovom radu analiziran primenom funkcija osetljivosti oscilatornih ubrzanja oslonjene i neoslonjene mase na promenu parametara modela elasto-prigušnih elemenata vozila. Imajući u vidu različitost tog uticaja, očigledno je da se pri projektovanju vozila moraju uzimati u obzir i oblik sila u tim elementima, a ne samo sile.

LITERATURA

- [1] Demić M. Optimizacija oscilatornih sistema motornih vozila, Mašinski fakultet u Kragujevcu, 1997.
- [2] Demić M. *Projektovanje putničkih automobila*, Mašinski fakultet u Kragujevcu, 2004.
- [3] Demić M. Optimization of Vehicles Elasto-Damping Element Characteristics from the Aspect of Ride

Comfort, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 23, No 5, pp.351-377, 1994.

- [4] Demić M. Optimization of Characteristics of Elasto-Damping Elements from the Aspect of Oscillatory Comfort and Vehicle Handling, *Int.J. of Vehicle Design*, Vol. 17, No 1, pp. 76-91, 1996.
- [5] Demić M, Belingardi G. A Contribution to shock absorber modelling and analysis of their influence on vehicle ride characteristics, *Journal of Middle European Construction and Design of Cars (ME-CCA)*, Vol 9, No 3, pp 6-17., 2010.
- [6] Genta A. *Motor Vehicle Dynamics*. Politecnico di Torino, 2003.
- [7] Gillespie T. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE, Warrendale, 1992.
- [8] Miliken W. F, Miliken D. L. *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE, Warrendale, 1995.
- [9] Rajamani R. *Vehicle Dynamics and Control*, University of Minnesota, 2005.
- [10] Zastava informacije, 1977-2013.
- [11] Magneti Marelli: informations, 2012.
- [12] Saltelli A, Ratto M, Andres T, Campolongo F, Cariboni J, Gatelli D, Saisana M, Tarantola S. *Global Sensitivity Analysis: The Primer*. John Wiley & Sons, 2008.
- [13] Bendat J, and Piersol A. *Random data analysis and measurement*, John Wiley and Sons, London, 2000.

SUMMARY

CONTRIBUTION TO THE ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF PARAMETERS OF ELASTO-DAMPING ELEMENTS TO THE VEHICLE RIDE COMFORT

During development of motor vehicles, a significant role has a dynamic simulation, which is based on the modeling. Role modeling is very important in the early stages of design, during definition of the vehicles main parameters. Literature sources provide complete responses to the influence of the forces in springs, shock absorbers and tires on the vehicle oscillatory comfort, but hardly anyone engaged in analysis of parameters of the models of elasto-damping elements on the oscillations of the vehicle. This paper will attempt to be made, on the basis of the adopted models of springs, shock absorbers and tires, perform analysis of the influence of parameters on the oscillations of the vehicle. For that purpose they used so-called sensitivity functions.

Keywords: Vehicle, vibration, sensitivity functions