

PRILOG PROJEKTOVANJU POLUAKTIVNOG SISTEMA OSLANJANJA MOTORNOG VOZILA

**Prof. dr Miroslav Demić, akademik,
Mašinski fakultet u Kragujevcu, Kragujevac**

Sistemi oslanjanja imaju veliki uticaj na karakteristike vozila, posebno na njegovu oscilatornu udobnost i ponašanje na putu. Klasični sistemi oslanjanja vozila mogu da obezbede samo kompromis između zahteva oscilatorne udobnosti i ponašanja na putu i to u uskom dijapazonu eksploatacionih uslova. Bolje karakteristike pokazuju sistemi oslanjanja sa regulisanim karakteristikama: poluaktivni- i aktivni. Aktivni sistemi oslanjanja imaju posebne generatore sila, sa zahtevima za dodatnom energijom i povoljne karakteristike. Zbog toga su veoma skupi, pa primenu nalaze samo kod vozila visoke klase. Poluaktivno oslanjanje je zasnovano na regulaciji parametara opruga, ili, češće amortizera, pri čemu su im karakteristike sasvim zadovoljavajuće. U poslednje vreme imaju široku primenu kod vozila srednje i više klase. Zbog toga će u ovom radu biti više reči o projektovanju poluaktivnih sistema za oslanjanje vozila, zasnovanim na regulaciji parametara prigušenja. Za optimizaciju parametara poluaktivnog sistema oslanjanja, korišćena je metoda "stohastičke parametarske optimizacije". Cilj optimizacije je bilo istovremeno minimiziranje oscilatornih kretanja oslonjene mase i standardnog odstupanja sila u kontaktima točkova i tla.

Ključne reči: vozilo, poluaktivni sistem oslanjanja, optimizacija

UVOD

Motorna vozila imaju složene dinamičke karakteristike, koje se manifestuju pojavom prostornih kretanja, promenom karakteristika u toku eksploatacije, velikim brojem poremećajnih uticaja, pojavom zazora, trenja, histerezisa i sl. [5-7,10-14,17-23,25-28,30-32,34-36,38,39]. Pomenute dinamičke pojave, a posebno vibracije, dovode do zamora korisnika i vozača, smanjuju vek trajanja vozila i njegovih sistema i sl. Osnovni cilj sistema za oslanjanje je da smanji pomenute negativne efekte, poboljša ponašanje vozila na putu i omogući eksploataciju vozila u širem spektru eksploatacionih uslova.

Klasični sistemi to ne mogu da zadovolje, pa se javila potreba za uvođenjem novih sistema za oslanjanje, sa regulisanim karakteristikama (ukratko nazvanim «poluaktivni», ili «aktivni» sistemi). Njihove podele i klasifikacije su poznate iz [31,34], pa o tome ovde neće biti više reči.

U praksi postoje dve vrste sistema sa regulisanim karakteristikama i to [5-7,10-14,17-23,25-28,30-32,34-36,38,39], poluaktivni i aktivni. Kako su njihove performanse detaljnije opisane u [20,31], o njima neće ovde biti više reči.

Imajući u vidu da u praksi postoje konstruktivna rešenja sa regulacijom sila u oprugama i prigušenja u amortizerima, kao i činjenicu da se češće primenjuje princip regulacije sile u amor-

tizerima, ovaj koncept će biti predmet pažnje u ovom radu. Kako u literaturi postoji više algoritama za regulisanje prigušenja u amortizerima, ocenjeno je celishodnim da se neki od njih ovde prikažu u najkraćim crtama. U [21] se kontrolisana sila u amortizerima definiše izrazima:

$$F_a = k(t)(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (1)$$

pri čemu je njena veličina:

$$F_a = \begin{cases} 0 \quad \forall -k_s \dot{z}_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \\ k_{\max} (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad \forall -k_s \dot{z}_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) < -k_{\max} (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 \\ k_s \dot{z}_2 \quad \text{za ostale slučajeve} \end{cases} \quad (2)$$

gde su:

$k(t)$ - kontrolisana vrednost koeficijenta prigušenja,
 k_{\max} - maksimalna vrednost koeficijena prigušenja,
 k_s – koeficijent u povratnoj sprezi (skyhook),
 \dot{z}_1, \dot{z}_2 - brzine neoslonjene i oslonjene mase (za slučaj četvrtinskog modela vozila), respektivno.

U [5] se kontrolni signal prigušenja u amortizeru definiše:

$$u = \begin{cases} k_d \quad \forall \dot{z}_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) > 0 \\ k_{\min} \quad \forall \dot{z}_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

pri čemu je:

$$k_d = \begin{cases} k_{\max} \quad \forall \quad k_s \frac{\dot{z}_2}{\dot{z}_2 - \dot{z}_1} > k_{\max} \\ k_s \frac{\dot{z}_2}{\dot{z}_2 - \dot{z}_1} \quad \forall \quad k_p \leq k_s \frac{\dot{z}_2}{\dot{z}_2 - \dot{z}_1} \leq k_{\max} \\ k_p \quad \forall \quad k_s \frac{\dot{z}_2}{\dot{z}_2 - \dot{z}_1} \leq k_{\max} \end{cases} \quad (4)$$

gde je k_p - nepromenljiva vrednost koeficijenta prigušenja, dok su ostale oznake identične onima iz (2).

Algoritam opisan u [30] definiše koeficijent prigušenja u obliku:

$$\begin{aligned} k_{\max} \quad \forall \quad \dot{z}_{2izm} \cdot \dot{z}_{2\max} < \dot{z}_{2izm} \cdot \dot{z}_{2\min} \\ k_{\min} \quad \forall \quad \dot{z}_{2izm} \cdot \dot{z}_{2\min} < \dot{z}_{2izm} \cdot \dot{z}_{2\max} \end{aligned} \quad (5)$$

gde su:

$\dot{z}_{2izm} > \dot{z}_{2\min} > \dot{z}_{2\max}$ - izmereno ubrzanje i ubrzanja oslonjene mase za minimalno i maksimalno prigušenje u amortizeru, respektivno.

Napominje se da se umesto $\dot{z}_{2\max} > \dot{z}_{2\min}$ u izrazu (5) često koristi odgovarajuća sila u amortizeru.

Regulacija koeficijenta prigušenja u amortizeru [34], je definisana algoritmom:

$$k(t) = k_p - \beta k_m \quad (6)$$

pri čemu važi relacija :

$$0 \leq k(t) \leq k_{\max} \quad (7)$$

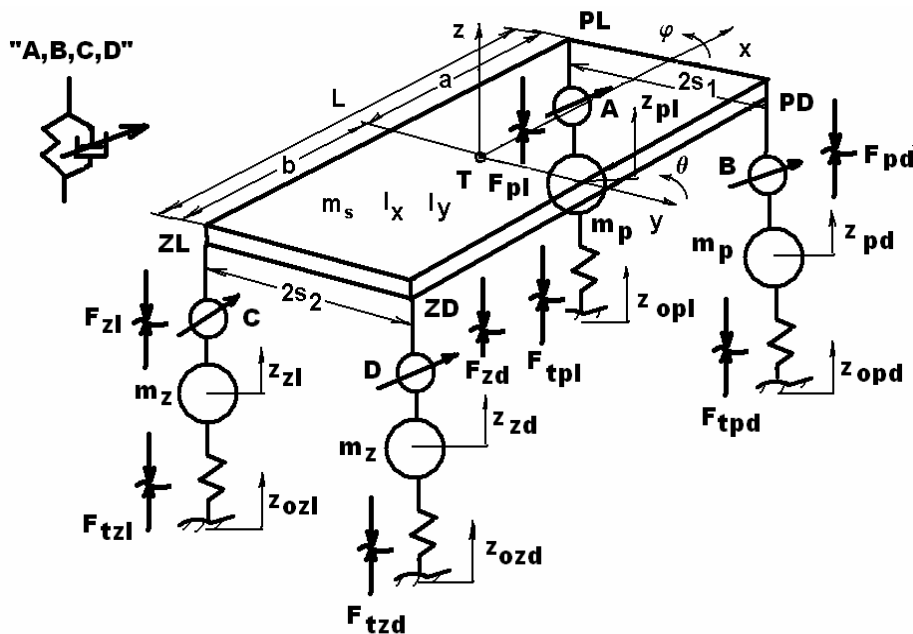
Pored toga, u [34] daje se i mogućnost linearne aproksimacije izraza (7).

Neki autori [34,35] preporučuju korišćenje sistema sa preklopticima ("uključeno"- "isključeno"), čija je karakteristika jednostavnost konstrukcije i niska cena. Imajući u vidu ekonomsku situaciju u našoj zemlji, kao i tehnološki nivo proizvođača komponenti i vozila, ocenjeno je celishodnim da se, u ovom radu, ova koncepcija regulacije sile u amortizeru bliže analizira. Optimalno projektovanje sistema poluaktivnog oslanjanja će biti demonstrirano na primeru nelinearnog prostornog modela vozila.

MODEL VOZILA

Imajući u vidu cilj istraživanja, ocenjeno je celishodnim da se posmatraju sledeća sekundarna (oscilatorna) kretanja masa vozila (slika 1.).

- Oslonjena masa (z vertikalne oscilacije - poskakivanje, φ valjanje i θ galopiranje).
- -Vertikalne vibracije točkova (z_{pl} - prednji levi, z_{pd} - prednji desni, z_{zl} - zadnji levi i z_{zd} - zadnji desni).



Slika 1. Prostorni model vozila sa poluaktivnim sistemom za oslanjanje ("A,B,C,D" sistemi opruga fiksnih parametara i amortizera sa regulisanim prigušenjem)

Diferencijalne jednačine oscilatornih kretanja prikazanog modela vozila napisane su uz primenu programskog paketa «NEWEUL». Priprema ulaznih podataka je izvršena u skladu sa zahtevima pomenutog programa, a za definisanje dinamike modela vozila sa sedam stepeni slobode kretanja, korišćeno je 24 koordinatnih sistema (uključujući i inercijalni-globalni koordinatni sistem $O_{1|2|3}$), u odnosu na koje su definisani inercijalni parametri, sile i sl. Imajući u vidu da je postupak pripreme ulaznih podataka detaljno opisan u [29,33], ovde o tome neće biti više reči.

Treba napomenuti da su generalisane koordinate oslonjene mase (z , φ , θ) i generalisane koordinate poskakivanja masa točkova (z_{pl} , z_{pd} , z_{zl} i z_{zd}) definisane od njihovog ravnotežnog položaja pa težine posmatranih masa ne figurišu u diferencijalnim jednačinama kretanja [19,20,28,32,36]. Koristeći programski paket «NEWEUL» i sliku 1., napisane su nelinearne diferencijalne jednačine kretanja posmatranog modela vozila, [29,33]:

$$M\ddot{q} + K = QE \quad (8)$$

gde su:

M – matrica inercijalnih parametara (SSKxSSK - SSK broj stepeni slobode kretanja),

K - matrica Koriolisovih i centrifugalnih sila (1xSSK),

QE – matrica generalisanih sila (1xSSK),

q, \dot{q} matrice generalisanih koordinata i njihovih ubrzanja, respektivno (1xSSK).

Inercijalne parametre posmatranog modela vozila definišu veličine:

$$\begin{aligned} QE[1] &= -(F_{upl} + F_{upd} + F_{uzl} + F_{uzd}) \cos(\varphi) \cos(\theta) \\ QE[2] &= (F_{upl} - F_{upd}) s_1 \cos(\varphi) \cos(\theta) + (F_{uzl} - F_{uzd}) s_2 \cos(\varphi) \cos(\theta) \\ QE[3] &= (F_{upl} + F_{upd}) a \cos(\theta) + (F_{uzd} - F_{uzl}) s_1 \sin(\varphi) \sin(\theta) - (F_{upl} + F_{upd}) b \cos(\theta) \\ &\quad + (F_{uzd} - F_{uzl}) s_2 \sin(\varphi) \sin(\theta) \\ QE[4] &= -F_{ppl} + F_{upl} \cos(\varphi) \cos(\theta) \\ QE[5] &= -F_{ppd} + F_{upd} \cos(\varphi) \cos(\theta) \\ QE[6] &= -F_{uzl} + F_{uzl} \cos(\varphi) \cos(\theta) \\ QE[7] &= -F_{pzd} + F_{uzd} \cos(\varphi) \cos(\theta) \end{aligned} \quad (11)$$

Pomeranja karakterističnih tačaka koja su značajna za izračunavanje zbirnih sila u oprugama i amortizerima (F_{upl} , F_{upd} , F_{uzl} i F_{uzd}) su automatski izračunate istim programom. Ona su data izrazima:

$$\begin{aligned} \Delta_{pl}, \Delta_{pd} &= a \sin(\theta) \pm s_1 \sin(\varphi) \cos(\theta) + z \cos(\varphi) \cos(\theta) \\ \Delta_{zl}, \Delta_{zd} &= -b \sin(\theta) \pm s_1 \sin(\varphi) \cos(\theta) + z \cos(\varphi) \cos(\theta) \end{aligned} \quad (12)$$

m_s , m_p i m_z oslonjena i neoslonjene mase, respektivno,

I_x moment inercije oslonjene mase za «x» osu, I_y moment inercije oslonjene mase za «y» osu, a I_z moment inercije oslonjene mase za «z» osu.

U slučaju posmatranog prostornog modela vozila, diferencijalne jednačine koje opisuju oscilatorna kretanja su oblika:

$$\begin{aligned} \ddot{z} &= (QE[1] - k[1]) / m_s \\ \ddot{\varphi} &= (QE[2] - k[2]) / (I_x \cos^2 \theta + 2I_z \sin^2 \theta) \\ \ddot{\theta} &= (QE[3] - k[3]) / I_y \\ \ddot{z}_{pl} &= (QE[4] - k[4]) / m_p \\ \ddot{z}_{pd} &= (QE[5] - k[5]) / m_p \\ \ddot{z}_{zl} &= (QE[6] - k[6]) / m_z \\ \ddot{z}_{zd} &= (QE[7] - k[7]) / m_z \end{aligned} \quad (9)$$

Matrice K , i QE su date izrazima:

$$\begin{aligned} K[1] &= 0 \\ K[2] &= 2(I_z - I_x) \dot{\varphi} \dot{\theta} \sin(\theta) \cos(\theta) \\ K[3] &= (I_x - I_z) \dot{\varphi}^2 \sin(\theta) \cos(\theta) \\ K[4] &= 0 \\ K[5] &= 0 \\ K[6] &= 0 \\ K[7] &= 0 \end{aligned} \quad (10)$$

Koristeći izraze (12) možemo izračunati relativna pomeranja klipova u amortizerima:

$$\begin{aligned}\Delta_{pl}^* &= \Delta_{pl} - z_{pl} \\ \Delta_{pd}^* &= \Delta_{pd} - z_{pd} \\ \Delta_{zl}^* &= \Delta_{zl} - z_{zl} \\ \Delta_{zd}^* &= \Delta_{zd} - z_{zd}\end{aligned}\quad (13)$$

Brzine pomeranja ($\dot{\Delta}_{pl}^*$, $\dot{\Delta}_{pd}^*$, $\dot{\Delta}_{zl}^*$, $\dot{\Delta}_{zd}^*$) se mogu izračunati diferenciranjem izraza (12) po vremenu, što ovde neće biti učinjeno.

Radi praćenja daljeg teksta posmatraćemo sliku 2. na kojoj je prikazana predložena šema upravljanja poluaktivnim sistemom oslanjanja za posmatrani model vozila. U konkretnom slučaju je razrađen koncept upravljanja sistemom oslanjanja koja se ostvaruje preko dve grupe povratnih sprega. Zadatak spoljašnjih povratnih sprega je da minimiziraju uticaj mikroneravnina puta, a unutrašnjih da upravljaju silama u amortizerima. Preciznije rečeno, spoljašnje povratne sprege vrše kontrolu

oscilatorne udobnosti vozila, a unutrašnje omogućavaju povoljnu raspodelu opterećenja i nivelisanje istog, tokom manevara vozilom (aspekt ponašanja vozila na putu). Sa slike je očigledno da je ovaj koncept poluaktivnog oslanjanja baziran na registrovanju vertikalnih ubrzanja poskakivanja, ubrzanja valjanja i galopiranja oslonjene mase (koja su integracijom omogućila izračunavanje odgovarajućih brzina), kao i hodova klipova cilindara i njihovih odgovarajućih brzina.

Kako su sile u elastoprigušnim elementima (zbir sile u opruzi i amortizeru) F_{upl} , F_{upd} , F_{uzl} i F_{uzd} zavisne od poskakivanja, valjanja i galopiranja oslonjene mase, neophodno je razdvojiti komponente koje izazivaju poskakivanje- z od onih koje izazivaju valjanje- φ i galopiranje- θ (videti blok «Rasprezanje» definisan na slici 2.). U tom smislu treba posmatrati prvu, drugu i treću jednačinu (11) i članove uz odgovarajuće generalisane koordinate, na osnovu kojih se može zaključiti da postoje relacije koje definišu upravljanje silama poskakivanja, valjanja i galopiranja oslonjene mase u obliku:

$$\begin{bmatrix} f_z \\ f_\varphi \\ f_\theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -c\varphi c\theta & -c\varphi c\theta & -c\varphi c\theta & -c\varphi c\theta \\ s_1 c\varphi c\theta & -s_1 c\varphi c\theta & s_2 c\varphi c\theta & -s_2 c\varphi c\theta \\ ac\theta - s_1 s\varphi s\theta & ac\theta + s_1 s\varphi s\theta & -bc\theta - s_2 s\varphi s\theta & -bc\theta + s_2 s\varphi s\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{pl} \\ f_{pd} \\ f_{zl} \\ f_{zd} \end{bmatrix} \quad (14)$$

gde su radi lakšeg pisanja uvedene skraćenice $s(\cdot)=\sin(\cdot)$ i $c(\cdot)=\cos(\cdot)$, a dimenzije matrice su 4×3 . Pri tome treba naglasiti da u izrazu (14) figurišu samo sile u amortizerima jer se njihovi parametri kontrolišu, dok su parametric opruga fiksne veličine.

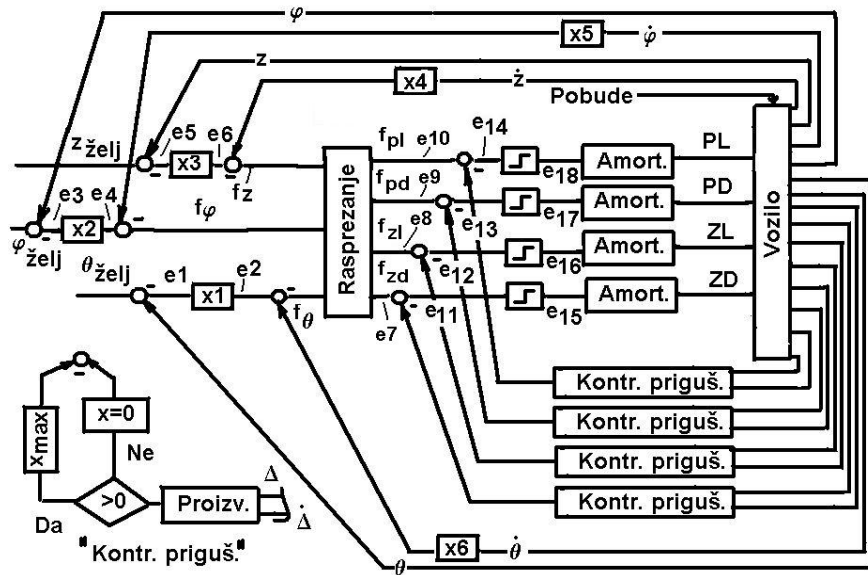
Izraz (14) možemo napisati i sažetije, u matičnom obliku:

$$F = AF_F \quad (15)$$

odakle sledi:

$$\begin{bmatrix} f_{pl} \\ f_{pd} \\ f_{zl} \\ f_{zd} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{b}{Lc\varphi c\theta} & \frac{(s_1^2 + s_2^2)s\varphi s\theta + s_1 Lc\theta}{2L(s_1^2 + s_2^2)c\varphi c^2\theta} & \frac{1}{2Lc\theta} \\ -\frac{b}{Lc\varphi c\theta} & \frac{(s_1^2 + s_2^2)s\varphi s\theta - s_1 Lc\theta}{2L(s_1^2 + s_2^2)c\varphi c^2\theta} & \frac{1}{2Lc\theta} \\ -\frac{a}{Lc\varphi c\theta} & -\frac{(s_1^2 + s_2^2)s\varphi s\theta - s_2 Lc\theta}{2L(s_1^2 + s_2^2)c\varphi c^2\theta} & -\frac{1}{2Lc\theta} \\ -\frac{a}{Lc\varphi c\theta} & -\frac{(s_1^2 + s_2^2)s\varphi s\theta + s_2 Lc\theta}{2L(s_1^2 + s_2^2)c\varphi c^2\theta} & -\frac{1}{2Lc\theta} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_z \\ f_\varphi \\ f_\theta \end{bmatrix} \quad (18)$$

gde f_{zd} , f_{zl} , f_{pd} i f_{pl} (e7, e8, e9 i e10) predstavljaju delove upravljačkih signala sila u amortizerima.



Slika 2. Blok dijagram posmatranog poluaktivnog sistema oslanjanja

Na osnovu usvojenog koncepta upravljanja sila u amortizerima i slike 2. mogu se napisati sledeće relacije:

$$\begin{aligned}
 e1 &= \theta_{želj} - \theta, & e2 &= e1x[1] \\
 e3 &= \varphi_{želj} - \varphi, & e4 &= e3x[2] \\
 e5 &= z_{želj} - z, & e6 &= e3x[2] \\
 f_{\varphi} &= e2 - x[6]\dot{\varphi}, & f_{\theta} &= e4 - x[5]\dot{\theta} \\
 f_z &= e5 - x[4]\dot{z}, & & \\
 e7 &= f_{zd}, & e8 &= f_{zl}, \\
 e9 &= f_{pd}, & e10 &= f_{pl}, \\
 e11 &= e7 - x[7], & e12 &= e8 - x[8] \\
 e13 &= e9 - x[9], & e14 &= e10 - x[10] \\
 e15 &= step(e11), & e16 &= step(e12) \\
 e17 &= step(e13), & e18 &= step(e14)
 \end{aligned} \quad (19)$$

Ukazuje se na činjenicu da veličine e7-e18 predstavljaju upravljačke veličine za sile na zadnjem desnom i zadnjem levom, prednjem desnom i prednjem levom amortizeru ($f_{azd}, f_{azl}, f_{apd}, f_{apl}$), respektivno – videti sliku 2. U ovom radu su, imajući u vidu usvojeni koncept upravljanja prigušenjem i izraz (1), sile u amortizerima definisane relacijama:

$$\begin{aligned}
 F_{azd} &= e15 \cdot A_{az} \cdot (\dot{z}_{zd} - \dot{z}_{tzd}) \\
 F_{azl} &= e16 \cdot A_{az} \cdot (\dot{z}_{zl} - \dot{z}_{tzl}) \\
 F_{apd} &= e17 \cdot A_{ap} \cdot (\dot{z}_{pd} - \dot{z}_{tpd}) \\
 F_{apl} &= e18 \cdot A_{ap} \cdot (\dot{z}_{pl} - \dot{z}_{tpl})
 \end{aligned} \quad (20)$$

gde smo sa A_{ap} i A_{az} označili maksimalne površine otvora kroz koje struji ulje u prednjim i

zadnjim amortizerima. Imajući u vidu napomene u vezi korišćenja preklopnika “uključeno”-“isključeno”, usvojena je zavisnost upravljanja koeficijentom prigušenja u amortizerima oblika:

$$k = \begin{cases} k_{max} & \forall \dot{z}_s (\dot{z}_s - \dot{z}_{t,s}) > 0 \\ 0 & \forall \dot{z}_s (\dot{z}_s - \dot{z}_{t,s}) \leq 0 \end{cases} \quad (21)$$

$$s = pl, pd, zl, zd$$

Na osnovu slike 2. očigledno je da veličine e15-e18 imaju vrednosti 0 ili 1, a u zavisnosti odgovarajućeg proizvoda u izrazu (21). Nelinearne sile u oprugama koje nisu objekt upravljanja definišu izrazi [14,32]:

$$\begin{aligned}
 F_{ozd} &= x[11] \cdot (\Delta_{zd} - z_{zd}) + x[12] \cdot (\Delta_{zd} - z_{zd})^3 \\
 F_{ozl} &= x[11] \cdot (\Delta_{zl} - z_{zl}) + x[12] \cdot (\Delta_{zl} - z_{zl})^3 \\
 F_{opd} &= x[13] \cdot (\Delta_{pd} - z_{pd}) + x[14] \cdot (\Delta_{pd} - z_{pd})^3 \\
 F_{opl} &= x[13] \cdot (\Delta_{pl} - z_{pl}) + x[14] \cdot (\Delta_{pl} - z_{pl})^3
 \end{aligned} \quad (22)$$

Radialne sile u pneumaticima možemo izraziti na osnovu njihovih radialnih deformacija [14]:

$$\begin{aligned}
 F_{t,s} &= c_{p1,s} \Delta_s + c_{p2,s} \Delta_s^2 - c_{p2,s} \Delta_s^3 \\
 s &= pl, pd, zl, zd.
 \end{aligned} \quad (23)$$

gde su deformacije pneumatika date izrazima:

$$\begin{aligned}
 \Delta_s &= z_s - z_{o,s} \\
 s &= pl, pd, zl, zd.
 \end{aligned} \quad (24)$$

Dinamičke procese sistema opisuju spregnute jednačine (8-24). Imajući u vidu njihov karakter, kao i slučajan, ili udarni karakter pobude mikro - profila puta, evidentno je da ih moramo rešavati

numerički, metodom Runge-Kuta. Numerička integracija je izvršena sa vremenskim korakom od 0,01, sek u 4096 tačaka, što je dovelo do pouzdanosti rezultata o oblasti, približno, 0,025 – 50 Hz [2-4], a to je zadovoljavajuće sa aspekta oscilatorne udobnosti i ponašanja vozila na putu [36].

Na osnovu slike 1. može se videti da posmatrani model vozila osciluje pod uticajem pobuda mikroneravnina puta na prednjim i zadnjim točkovima.

U literaturi postoji veliki broj podataka o neravninama mikroprofila puta [19,20,23,28,32,36], ali su oni, pretežno, zasnovani na definisanju spektara snage. Ti spektri ne omogućavaju vršenje inverzne Furijeve transformacije, a koja je neophodna pri definisanju vremenskih funkcija pobuđivanja [14]. Zbog toga je u ovom radu prihvaćen postupak definisanja poliharmonijske vremenske funkcije pobude iz [6,7,10-14], a koji će ukratko biti opisan. Polazni podaci o mikroneravninama puta su preuzeti iz [32], a prikazani na slici 3.

Pretpostavićemo da funkciju pobude od mikroneravnina puta na levom prednjem točku vozila opisuje relacija:

$$z_{opl}(t) = \sum_1^{NH} A(f) \sin[2\pi ft + \varepsilon(f)] \quad (25)$$

gde su:

Z_{opl} , Z_{opd} , Z_{ozl} , Z_{ozd} funkcije pobude od mikroneravnina puta na odgovarajućem točku,
 $A(f)$ - amplitude mikroneravnina puta,
 f - učestanost,
 $\varepsilon(f)$ - fazni ugao,
 t - vreme,
 NH - željeni broj harmonika.

U ovom radu je usvojena funkcija pobude od 100 harmonika, koja omogućava pobuđivanje u oblasti učestanosti 0,015-35, Hz.

Na osnovu slike 3, možemo napisati:

$$A(f)_{pl} = (A_0 + B_0 f_p) / v \quad (26)$$

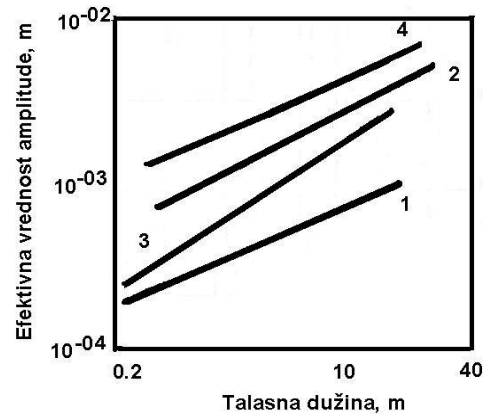
gde su:

A_0 , B_0 – koeficijenti zavisni od vrste putnog pokrivača,
 l – talasna dužina.
 f_p – talasna dužina neravnine ($f_p = 1/l$),
 v – brzina vozila.

U nedostatku podataka za fazne uglove, pretpostavićemo ih u obliku [32]:

$$\varepsilon(f)_{pl} = 2\pi(RND - 0.5) \quad (27)$$

gde su RND ravnomerno raspoređeni slučajni brojevi u intervalu {0, 1}.



Slika 3. Granične vrednosti puteva (1- savremeni put, 2- loš betonski put, 3 – reparirani asfaltni put, 4 – gradska ulica u dobrom stanju)

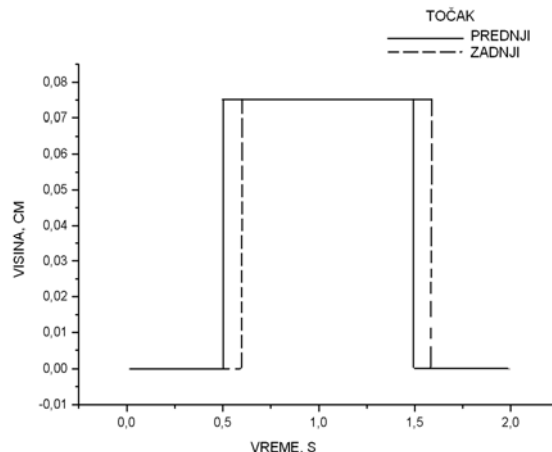
Funkcija pobude levog zadnjeg točka se može izračunati na osnovu izraza:

$$z_{ozl} = z_{opl}(t - L / v) \quad (28)$$

gde je $L = a+b$ – osno rastojanje vozila.

Imajući u vidu slučajan karakter izraza (25), a time i (26-28), logično je da se može usvojiti da se i pobuda na desnoj strani vozila može opisati izrazima (25-28).

Kako se, sistemi poluaktivnog oslanjanja vozila moraju testirati i u najtežim eksploatacionim uslovima [15,24,26,37], ocenjeno je celishodnim da se utvrdi ponašanje vozila u rigoroznim uslovima pobuda. U te svrhe će biti korišćena udarna pobuda prikazana na slici 4., sa koje se može uočiti da je amplituda pobude prednjih i zadnjih točkova jednaka, ali da postoji fazno kašnjenje zbog uticaja osnovog rastojanja.



Slika 4. Usvojene udarne pobude prednjih i zadnjih točkova vozila

METODA OPTIMIZACIJE

Metoda «stohastičke parametarske optimizacije» nalazi primenu pri optimizaciji oscilatornih parametara motornih vozila [4,6,7,10-14], a bazira se na metodama nelinearnog programiranja [4].

Kako u procesu optimizacije postoje ograničenja konstruktivnih parametara, problem se rešava uvođenjem «spoljašnjih», ili «unutrašnjih» kaznenih funkcija. U konkretnom slučaju je za optimizaciju parametara poluaktivnog sistema oslanjanja vozila, korišćena metoda «stohastičke parametarske optimizacije» [4,6,7,10-14] bazirana na Hooke-Jeeves metodi i «spoljašnjim» kaznenim funkcijama [4]. Imajući

$$\Phi = rang1 \cdot \ddot{z}_{ef} + rang2 \cdot \ddot{\varphi}_{ef} + rang3 \cdot \theta_{ef} + rang4 \cdot \sigma_{Fdpi} + rang5 \cdot \sigma_{Fdpd} + rang6 \cdot \sigma_{Fdzi} + rang7 \cdot \sigma_{dzd} \quad (29)$$

gde su:

rang1-7 težinski faktori koji definišu rang uticaja veličine uz koju se nalaze na funkciju cilja « Φ » i omogućavaju prevođenje veličina koje definišu podciljeve u iste jedinice. U nedostatku preporuka za izbor ovih koeficijenata, a u želji da se veći uticaj da oscilatornoj udobnosti u odnosu na ponašanje vozila na putu [6,7,10-14], njihove vrednosti su usvojene:

rang1=rang2=rang3=1000 i
rang4=rang5=rang6=rang7=1,

$\ddot{z}_{ef}, \ddot{\varphi}_{ef}, \theta_{ef}$ - efektivne vrednosti ubrzanja poskakivanja, valjanja i galopiranja oslonjene mase, a $\sigma_{Ffl}, \sigma_{Ffr}, \sigma_{Frl}, \sigma_{Frr}$ - standardna odstupanja dinamičkih reakcija tla.

Kako u praksi postoje konstruktivna ograničenja optimizujućih parametara, optimizacija parametara poluaktivnog sistema oslanjanja je izvršena uz uvođenje oblasti definisanosti:

$$0 \leq x[i] \leq 10000, i=1-14.$$

Ocenjeno je korisnim da se optimizacija izvrši za asfaltni put u dobrom stanju [36], uz korišćenje izraza (2-20) i podataka o pobudama sa slike 3. Pri tome je ocenjeno celishodnim da

u vidu da je ovaj metod optimizacije detaljno opisan u [6,7,10-14], ovde to neće biti učinjeno, a napominje se da je program realizovan u Pascalu. Ocenjeno je celishodnim da se optimalan izbor parametara poluaktivnog sistema oslanjanja izvrši istovremeno sa aspekta oscilatorne udobnosti i ponašanja vozila na putu. U konkretnom slučaju, a imajući u vidu posmatrani model vozila, minimizirana su ubrzanja poskakivanja, valjanja i galopiranja oslonjene mase (zahtevi oscilatorne udobnosti) i standardna odstupanja dinamičkih reakcija tla (zahtevi pouzdanog kontakta točkova i tla - ponašanje vozila na putu) [7,34], a funkcija cilja je imala oblik:

se optimizacija izvrši za putničko vozilo čiji su parametri dati u Tabeli 1.

Oslonjena masa, m_s , kg	1500
Masa prednjeg točka, m_p , kg	59
Masa zadnjeg točka, m_z , kg	59
Moment inercije, I_x , kgm^2	750
Moment inercije, I_y , kgm^2	2160
Moment inercije, I_z , kgm^2	2160
Oсно растоjanje, L , m	3,1
Položaj težišta, a/b , -	1,4/1,7
*Krutost pneumatika uz linearni član, C_{p1} , N/m	190000
*Krutost pneumatika uz kvadratni član, C_{p2} , N/m ²	1900000
*Krutost pneumatika uz linearni član, C_{p3} , N/m ³	19000000
Željena visina vozila, $z_{želj}$, m	0,5
Željeno valjanje oslonjene mase, $\varphi_{želj}$, rad	0
Željeno galopiranje oslonjene mase, $\theta_{želj}$, rad	0
Karakteristična brzina vozila, v , m/s	30

Tabela 1. Osnovni podaci o modelu posmatranog vozila

* Za pneumatike prednjih i zadnjih točkova

Broj iteracija tokom procesa optimizacije

Imajući u vidu da se, u praksi, problem nalaženja globalnog minimuma rešava time što se optimizacioni proces započinje sa više polaznih vrednosti optimirućih parametara [4,6,7,10-14], ocenjeno je celishodnim da se u ovom slučaju on započne sa tri početne vrednosti tih parametara.

Optimizacija je vršena na računaru Pentium 4 (Intel 1,8 GHz, 512 Mb RAM), a iterativni proces automatski prekinut kada su dve susedne vrednosti funkcije cilja bile $1e-05$. Vreme optimizacije po jednoj kombinaciji je iznosilo oko 1,5 sat, a rezultati optimizacije dati su u Tabeli 2, u čijoj su prvoj vrsti date početne vrednosti optimirućih parametara.

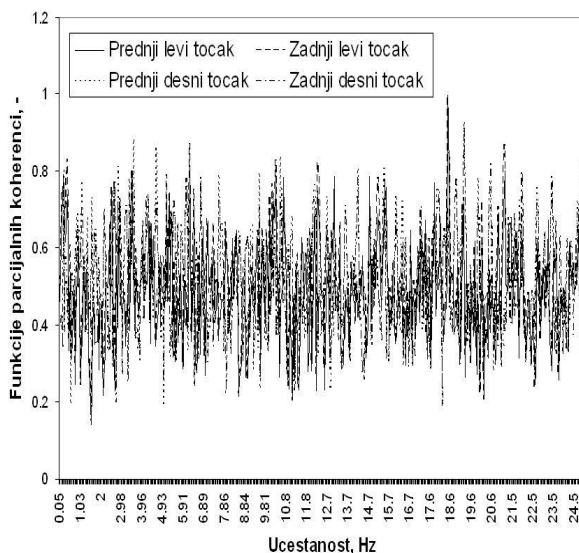
X[i]	X[i]=2000	X[i]=5000	X[i]=8000
1, N/r	2.0000000000000E+003	5.0000000000000E+003	8.0000000000000E+003
2, N/r	2.0000000000000E+003	5.0000000000000E+003	8.0000000000000E+003
3, N/m	2.0000000000000E+003	5.0000000000000E+003	8.0000000000000E+003
4, Ns/m	2.0000000000000E+003	5.0000000000000E+003	8.0000000000000E+003
5, Ns/r	2.0000000000000E+003	5.0000000000000E+003	8.0000000000000E+003
6, Ns/r	2.0000000000000E+003	5.0000000000000E+003	8.0000000000000E+003
7, Ns/m ³	2.0000000000000E+003	5.0000000000000E+003	8.0000000000000E+003
8, Ns/m ³	2.0000000000000E+003	5.0000000000000E+003	8.0000000000000E+003
9, Ns/m ³	2.0000000000000E+003	5.0000000000000E+003	8.0000000000000E+003
10, Ns/m ³	2.0000000000000E+003	5.0000000000000E+003	8.0000000000000E+003
11, N/m	2.0000000000000E+003	2.5000000000000E+003	4.0000000000000E+003
12, N/m ³	1.0000000000000E+003	2.5000000000000E+003	4.0000000000000E+003
13, N/m	1.0000000000000E+003	2.5000000000000E+003	4.0000000000000E+003
14, N/m ³	1.1920928955078E-004	1.4901161193847E-004	1.1920928955078E-004
*NIT,-	5.8406896288480E+004	5.8661617958954E+004	5.9308648932928E+004
	3007	3219	3346

Tabela 2. Rezultati optimizacije

ANALIZA REZULTATA

Analizom podataka iz Tabele 2. može se zaključiti da je najniža vrednost funkcije cilja dobijena u slučaju kada su početne vrednosti optimirućih parametara bile najmanje (2000, i=1-14). Zbog toga se iz praktičnih razloga ova kombinacija usvaja kao globalni minimum funkcije cilja [4].

Kako posmatrani model vozila predstavlja dinamički sistem sa četiri pobude, od interesa je da se utvrdi uticaj svake od pobuda na poskakivanje, valjanje i galopiranje oslonjene mase. To se može učiniti primenom «metode linearnih sistema konstantnih parametara» poznatom iz [2-4], a koja je realizovana u paketu DEMPARKOH [9].



Slika 5. Funkcije parcijalnih koherenci: Ubrzanje valjanja oslonjene mase-pobude od mikroprofila puta

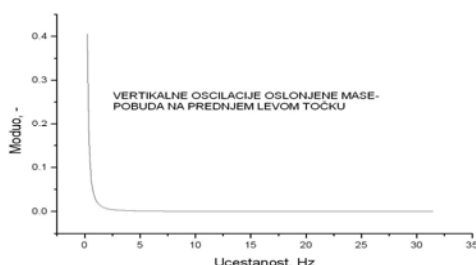
Primenom pomenutog paketa, izračunate su funkcije parcijalnih koherenci za optimalne vrednosti parametara sistema, a radi ilustracije, na slici 5. prikazujemo parcijalne koherence koje se odnose na valjanje oslonjene mase vozila.

Analizom parcijalnih funkcija koherenci, čiji je ilustrativan primer dat na slici 5., može se utvrditi da učestanost utiče na njihovu veličinu. Pri tome je uočeno da postoji čvršća veza između vertikalnih oscilacija oslonjene mase, nego što je to slučaj sa valjanjem i galopiranjem iste mase i pobuda na točkovima. U ovom slučaju sve pobude imaju približno isti uticaj na analizirane veličine

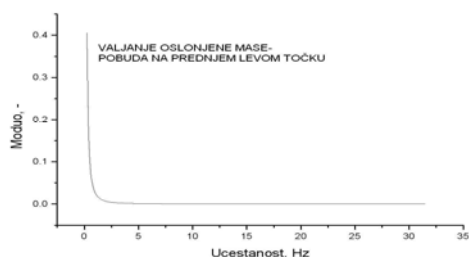
Radi daljih analiza, ocenjeno je celishodnim da se izračunaju prenosne funkcije poskakivanja, valjanja i galopiranja oslonjene mase u zavisnosti od pobuda na točkovima. To je realizovano uz korišćenje programskog paketa ANALSIGDEM [8], a radi ilustracije, na slikama 6.-8. prikazane su prenosne funkcije: poskakivanje oslonjene mase - pobuda na prednjem levom točku, valjanje- pobuda na prednjem levom točku i galopiranje oslonjene mase - pobuda na prednjem levom točku, za optimalne vrednosti parametara sistema aktivnog oslanjanja.

Analiza svih izračunatih prenosnih funkcija (koje su delimično prikazane na slikama 6.-8.) je pokazala da dinamičko pojačanje u posmatranom domenu interesantnih učestanosti (32,5 Hz) [36] zavisi od učestanosti, ali je uvek značajno manje od jedinice.

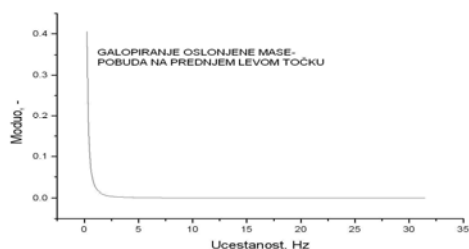
Pri tome se ne uočava uticaj masa točkova na rezonance sistema, a što ukazuje na prihvatljive funkcionalne karakteristike posmatranog optimiranog sistema poluaktivnog oslanjanja.



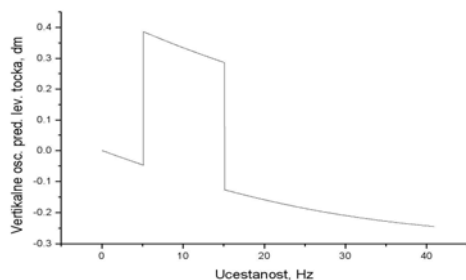
Slika 6. Prenosna funkcija: poskakivanje oslonjene mase- pobuda na prednjem levom točku, za optimalne parametre povratnih sprega



Slika 7. Prenosna funkcija: valjanje oslonjene mase-pobuda na prednjem levom točku, za optimalne parametre povratnih sprega



Slika 8. Prenosna funkcija: galopiranje oslonjene mase-pobuda na prednjem levom točku, za optimalne parametre povratnih sprega



Slika 9. Poskakivanje prednjeg levog točka za udarnu pobudu

Pored prethodnih analiza, ocenjeno je celishodnim da se utvrdi ponašanje vozila sa optimiranim poluaktivnim sistemom za oslanjanje u rigoroznim uslovima eksploatacije. Kao što je poznato [14], veoma teški uslovi su nailazak točkova vozila velikom brzinom (30 m/s) na pravougaonu prepreku, koja je prikazana slikom 4. Zbog ograničenog prostora, a imajući

u vidu da su točkovi prvi u lancu prenošenja pobuda, radi ilustracije, na slici 9. prikazano je poskakivanje prednjeg levog točka vozila.

Analiza svih podataka o ponašanju vozila sa poluaktivnim sistemom oslanjanja pri nailasku na pravougaonu prepreku velikom brzinom, pokazuje da se oscilacije veoma brzo prigušuju, kao što pokazuje ilustrativni primer sa slike 9.

Prethodne činjenice ukazuju na to da projektovani sistem poluaktivnog oslanjanja, pokazuje povoljne karakteristike stabilnosti i u rigoroznim uslovima eksploatacije za posmatrano putničko vozilo.

ZAKLJUČAK

Razvijeni postupak «stohastičke parametarske optimizacije» može biti uspešno korišćen u slučaju optimizacije parametara poluaktivnog oslanjanja vozila. Posmatrano vozilo sa poluaktivnim oslanjanjem uz korišćenje preklopnika “uključeno”-“isključeno” je pokazao povoljne karakteristike u karakterističnim eksploatacionim uslovima.

Istraživanja su realizovana u okviru projekta koji finansira Ministarstvo za nauku i životnu sredinu Vlade Republike Srbije, a uz podršku Centra za naučna istraživanja SANU u Kragujevcu.

LITERATURA

- 1/ Bendat, J. S., Piersol, A. G.: Random Data-Analysis and measurement procedures, John Wiley and Sons, 2000.
- 2/ Bendat, J. S.: Nonlinear Systems— Techniques and Applications, John Wiley and Sons, 1998.
- 3/ Bendat, J. S., Piersol, A.G.: Engineering Applications of Correlation and Spectral analysis John Wiley & Sons, New York, 1980.
- 4/ Bunday, P.: Basic optimization methods, Spottiswoode Ballantyne, Colchester and London, 1984.
- 5/ Chan, J., B. and other: A Ray-tracing Approach to Simulation and Evaluation of Real Time Quarter Car Model with Semi-active Suspension System using Matlab, ASME 2003 Design Engineering Rechnical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Chicago, Illinois, USA, September 2-6, 2003, pp. 1-6.
- 6/ Dedić, M.: Identification of Vibration parameters for Motor Vehicles, Vehicle System Dynamics, Vol. 27, 1997 pp 65-88.
- 7/ Dedić, M.: Optimization of Characteristics of Elasto-Damping Elements from Aspect of Oscillatory Comfort and Vehicle Handling, Int. J.of Vehide Design, Vol.17, № 1, 1996 pp 76-91.
- 8/ Dedić, M.: ANALSIGDEM: Software for signal analysis, www.ptt.yu/korisnici/i/m/imizm034/, 2003.
- 9/ Dedić, M.: DEMPARCHO: Software for partial coherence function calculation, www.ptt.yu/korisnici/i/m/imizm034/, 2003.

- /10/ Demić, M.: Optimization of Vehicles Elasto-Damping Elements Characteristics From the Aspect of Ride Comfort, Vehicle System Dynamics, Vol. 23 (1994), pp.
- /11/ Demić, M.: A contribution to optimization of vehicle seats, Int. J. of Vehicle Design. 5/6, 1991, 10 pp 618-629.
- /12/ Demić, M.: A contribution to the optimization of the characteristics of elasto-damping elements of passenger cars, Vehicle System Dynamics, Vol. 19, 1990, pages 3-18.
- /13/ Demić, M.: Analysis of Influence of Design Parameters on Steered Wheels Shimmy of Heavy Vehicles, Vehicle System Dynamics, Vol. 26, 1996, pp. 343-379.
- /14/ Demić, M.: Optimizacija oscilatornih sistema motornih vozila (monografija) - Mašinski fakultet u Kragujevcu, 1997.
- /15/ Doule, J. And other: Feedback Control Theory, Mc Millan Publishing Co, 1990.
- /16/ Dorf, R., Bishop, R.: Modern Control Systems, Addison-Wesley, 1998.
- /17/ Florin, M. and other: Active and semiactive suspension design, CONAT2004018, Brashov, 20-22, October, 2004, CD.
- /18/ Frolov, K.V., Furman, F.A.: Prikaldnaja teorija vibrozaštitnih sistem, Mašinstrojenje, Moskva, 1980.
- /19/ Genta, A.: Motor Vehicle Dynamics, Politecnica di Torino, 2003.
- /20/ Gillespie, T. D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, 1992.
- /21/ Hac, A. And other: Elimination of Limit Cycles Due to Signal Estimation in Semi-active Suspensions, SAE, 1999-01-0728, pp. 1-7.
- /22/ Hrovat, D., Hubbard, M.: Optimum Vehicle Suspensions Minimizing RMS Rattlespace, Sprung mass, and Jerk, ASME, 81-WA/DSC-23, 1982, pages 1-9.
- /23/ ISO 8608: Mechanical vibration- road surface profile- Reporting of measuring data, 1995.
- /24/ Jack, H.: Automating Manufacturing Systems with PLCs, Version 4.5, Copyright juckh@gvsu.edu, 2004.
- /25/ Margolis, D.: Semi-active Control of Wheel Hop in Ground Vehicles, Journal of Vehicle System Dynamics, Vol. 12, 1983, pages 317-330.
- /26/ Merrit, H.: Hydraulic Control Systems, John Wiley & sons, Inc., New York, London, Sydney, 1967.
- /27/ Miliken W., Miliken D.: Race Car Dynamics, SAE, 1995.
- /28/ Mitschke M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer Verlag, 1972.
- /29/ NEWEUL, Manual, TU Stuttgart, 2000.
- /30/ Nell, S. And other: An alternative control strategy for semi-active dampers on off-road vehicles, Journal of Terramechanics 35 (1998), pp 25-40.
- /31/ Popović, V.: Projektovanje i simulacija sistema aktivnog oslanjanja, Magistarski rad, Mašinski fakultet u Beogradu, 2001.
- /32/ Rotenberg R.: Podveska avtomobilja, "Masinostroenie", Moskva, 1972.
- /33/ Schiehlen, W.: Modeling and Analysis of nonlinear Multibody Systems, Vehicle System Dynamics, 15(1986), pp 271-288.
- /34/ Silani, E.: Active and semiactive suspensions control strategies in road vehicles, Ph.D. Politecnico di Milano, Dipartimento di elettronica e informacione, 2004.
- /35/ Slaski, G., Walerjanczyk, W.: Possibilities of improving active safety by using semi-active suspension, KONMOT 2004, Krakov, pages 597-604.
- /36/ Simić D.: Dinamika motornih vozila, "Naučna knjiga", Beograd, 1988.
- /37/ Tomović, R. i dr.: Uvod u nelinearne sisteme automatskog upravljanja, Naučna knjiga, Beograd, 1974.
- /38/ Yoshimura, T., Watanabe, K.: Active suspension of a full car model using fuzzy reasoning based on single input rule modules with dynamic absorbers, Int. J. of Vehicle Design, Vol.31, N° 1, 2003. pp. 22-40.
- /39/ Wolfram Research: Mathematica 4.

A CONTRIBUTION TO DESIGN OF SEMIACTIVE VEHICLE SUSPENSION SYSTEM

Suspension systems have great influence on vehicle characteristics, especially ride comfort and handling. Classical suspension systems may only offer a compromise among requirements for ride comfort and vehicle handling in a narrow range of service conditions. Better characteristics are provided by application of suspension systems with controlled characteristics: semiactive and active systems. Active suspension systems introduce special force generators, power demanding, so as to obtain favorable characteristics. Their prices are fairly high, so that the application may take place in high vehicle class. Semiactive suspension is based on control of spring characteristics, or, more often, damping characteristics, providing acceptable output characteristics for medium and high class vehicles. Therefore, this paper will mostly deal with the design of semiactive suspension systems, based on control of damping parameters. A method of »stochastic parameters optimization« has been utilized for the optimization of parameters of semiactive suspension. The optimization objective was a simultaneous minimization of sprung mass vibration and standard deviation of dynamic ground reactions.

Key words: vehicle, semiactive suspension system, optimization